

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

BEST AVAILABLE COPY



## Bescheinigung

Herr Dr.-Ing. Giok Djien G o in Idstein/Deutschland hat eine Patentanmeldung unter der Bezeichnung

"Seitenairbag-Ersatzsystem bei PKW und LKW in realem seitlichen Unfallgeschehen"

am 17. August 1995 beim Deutschen Patent- und Markenamt eingereicht.

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

Die Anmeldung hat im Deutschen Patent- und Markenamt vorläufig die Symbole B 60 N und B 60 R der Internationalen Patentklassifikation erhalten.

München, den 25. Mai 1999

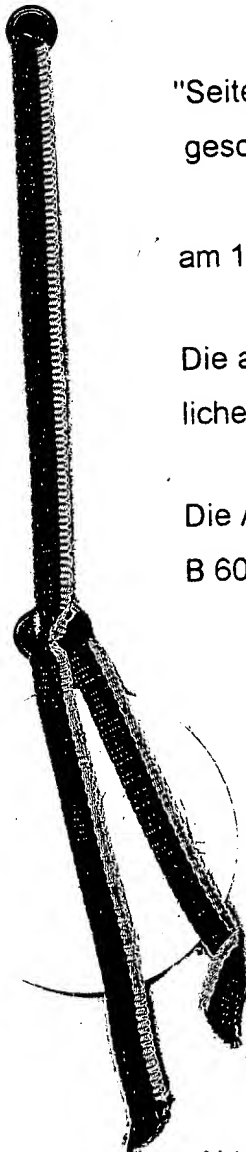
Deutsches Patent- und Markenamt

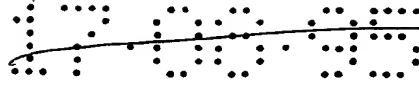
Der Präsident

Im Auftrag

Aktenzeichen: 195 30 219.2

Keller





Belegexemplar  
Darf nicht geändert werden

## Zusammenfassung

Die praxisbezogenen Hauptargumente gegen Seitenairbags wie:

Schutz eines einzigen Körperteiles, Verdoppelung der Beschleunigungswerte des Frontairbags für ungeschützte Körperteile, begrenzte Zuverlässigkeit, Verletzung durch Verbrennung, Vermehrung der Fehlauslösungen und Rückrufaktion zur Überprüfung der Funktionalität

veranlassen die Erfindung der Ersatzsysteme für Seitenairbag zwecks Erhöhung der Überlebenschance und Zuverlässigkeit bei Kostensenkung.

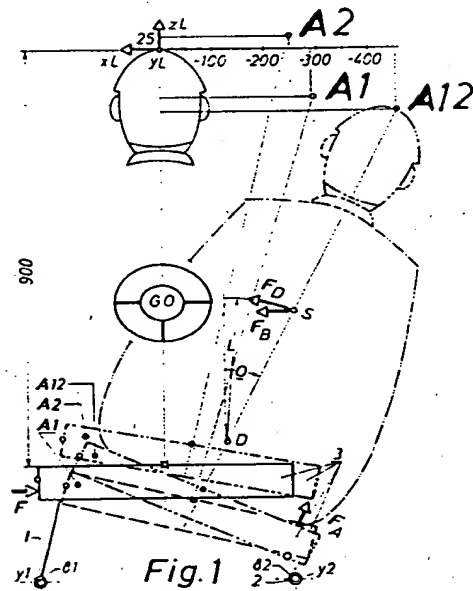
Mittels eines Ersatzsystemes A1, A2 oder A12 als Schwenkvorrichtung wird die Seitenaufprallenergie in mehrere Arbeiten

zur Verringerung der Stoßgeschwindigkeit sowie Beschleunigungen und zur Verlegung des Insassen aus den Gefahrenzonen

umgewandelt. Infolge des hohen Verbrauches der Seitenaufprallenergie verringern sich entscheidend die von den Beschleunigungen abhängigen Kräfte, denen der Insasse unmittelbar ausgesetzt ist. Beim großen bis totalen Verbrauch tendieren die Verletzungsrisiken gegen Null, insbesondere nach der Insassenverlegung bei  $xL = -289$ ,  $-255$  oder  $-455$  mm.

Aufgrund der Nichtverwendbarkeit der herkömmlichen Vorrichtungen sind Vorrichtungen zur Längs-, Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes mit den erfindungsgemäßen Schienen zu erfinden.

5



17.08.95

## Beschreibung

### Seitenairbag-Ersatzsystem bei PKW und LKW in realem seitlichem Unfallgeschehen

- 5 Unter dem Oberbegriff bezieht sich die Erfindung auf
- Minimieren der Verletzungsrisiken sowie -schwere
    - 1) durch den Abbau der Seitenaufprallenergie sowie die Verringerung der Stoßgeschwindigkeit sowie Beschleunigungen mithilfe Federelementen und/oder Federkörperformen und/oder Stoß-, Reibungsdämpfer und
    - 10 2) durch die Umwandlung der Seitenaufprallenergie in die Verformungsarbeit und die "nützliche" Arbeit mithilfe Schwenkvorrichtung bei konstruktiver Veränderung der Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2). Durch Schwenken des Sitzes mittels einer Schwenkvorrichtung wird der Insasse in Fig. 1 aus folgenden Gefahrenzonen wie der zum Bruch gekommenen Fensterscheibe und/oder der weiteren Intrusion der
    - 15 deformierten Fahrzeugseite in die Fahrzeugmitte verlegt.
- Als Folge des Verbrauches der Seitenaufprallenergie zur Verrichtung mehrerer Arbeiten verringern sich entscheidend die Stoßgeschwindigkeit, Beschleunigungen gemäß Gl. (1) und die von den Beschleunigungen abhängigen Kräfte in Abs. A. Entsprechend geringer werden die Verletzungsrisiken, da der Insasse diesen Kräften unmittelbar ausgesetzt ist.
- 20 Beim großen bis totalen Verbrauch tendieren die Beschleunigungen, Verletzungsrisiken und -schwere sogar gegen Null, vor allem nach der Verlegung des Insassen.
- Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) mit rundem Profil zwecks Realisierung der Schwenkvorrichtung.
  - Verbesserung der Gleiteigenschaft und Erhöhung der Tragfähigkeit durch Anwendung
  - 25 von Kugel- oder Gleitlagern.
  - Vorrichtung zur Längsverstellung des Sitzes in y- Richtung und
  - Vorrichtung zur Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes in yz- Ebene.

- 30 Die in Abs. Zusammenfassung aufgeführten Hauptargumente gegen Seitenairbags als Zusammenfassung der Problemfälle in Abs. B sowie C sind der Grund, wesentlich zuverlässigere Ersatzsysteme für Seitenairbag zur Erhöhung der Überlebenschance bzw. Inneren Sicherheit bei Kostensenkung zu erfinden.
- Die Arbeitsweise, Merkmale und Vorteile der Ersatzsysteme gegenüber den Seitenairbags berichten Abs. D "Neue Erfindung" in einer Kurzfassung und Abs. F-K in eingehender
- 35 Form. Der Vergleich "Ersatzsystem % Seitenairbag" in Abs. D1 wird die Fragen nach Überlebenschance, Zuverlässigkeit, Herstellungskosten, Kosten- und Nutzeneffekt klären.

- Aufgrund der unterschiedlichen Profile der beiden Schienen (81, 82, 1, 2) und (81a, 82a, 1a, 2a) sind die herkömmlichen Vorrichtungen zur Verstellung des Sitzes für den Sitz mit den
- 40 Schienen (81, 82, 1, 2) nicht verwendbar. Daher liegt die Aufgabe zum Vervollständigen solcher Sitzkonstruktion der Erfindung für die Vorrichtungen zugrunde.

- Für die Ersatzsysteme zum Abbau der Seitenaufprallenergie mithilfe Federelementen und/oder Federkörperformen und/oder Stoß-, Reibungsdämpfer eignen sich sowohl die
- 45 herkömmlichen Führungs- und Sitzschienen (81a, 82a, 1a, 2a) in Fig. 7 als auch die Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) in Fig. 5, 6, 8, 9, 10 und 11. Die Einschränkung der Verwendbarkeit der Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) mit kompliziertem sowie offenem Profil und die Nachteile gegenüber den Schienen (81, 82, 1, 2) mit rundem Profil werden in Abs. F begründet.

Zwecks Vereinfachung der Formulierung werden folgende Begriffe für die exakten Bezeichnungen eingeführt:

<u>Begriff:</u>	<u>exakte Bezeichnung:</u>
"Ersatzsystem"	Seitenairbag-Ersatzsystem oder Ersatzsystem für Seitenairbag
"Federelement"	Blatt-, Drehstab-, Schraubendruck-, Torsionsfeder, oder Stabilisator
"Blattfeder"	ein- und Mehrblattfeder oder Blattfeder aus mehreren Lagen mit beliebiger Kennlinie
"Schraubendruckfeder"	zylindrische und nichtzylindrische Schraubendruckfeder mit beliebiger Kennlinie (Abs. 32) wie z.B. Tonnenfeder (Abs. 34)
"Federkörperform"	Hohlkörperform, Hohlspitzenkörperform, Gummifeder
"Reibungsarbeit"	Dämpfungs- und/oder Reibungsarbeit
"n"	beliebige Zahl z.B. für $i = n$ in Fig. 5 und 6

Die Ursachenforschung bezüglich der Kopf- und HWS(Halswirbelsäule)- Verletzungen publizierte das Büro für Kfz-Technik des HUK Verbandes in Seiten 48-50 des Berichtes "Fahrzeugsicherheit 90", unter der allgemein bekannten Abkürzung "FS90":

Die Kopfverletzungen sind am häufigsten und die HWS- Verletzungen infolge der Aufbaubeschleunigung (Stoßbeschleunigung) sind die zweithäufigste Verletzungsart. Ein kurzer, harter Stoß bei einer starken Deformation der Heckstruktur führt wesentlich häufiger zu einer HWS- Verletzung (Distorsion). Weiteres siehe Abs. C.

Da die dem Seitenaufprall ausgesetzte Fahrzeugschürze sowie -seite aller herkömmlichen Fahrzeuge entscheidend kleinere Steifigkeit als die Heckstruktur besitzen, ist die Stoßbeschleunigung nach Definition in Abs. A um so größer, dementsprechend die Gefahr jener Verletzungen. Demzufolge sind tödliche Verletzungen mit einem Anteil von 2,3% bei Seitenkollision *deutlich höher* als bei Frontkollisionen. Bei 12200 Unfällen aus 15000 Pkw/Pkw Kollisionen ist eine HWS- Verletzung an mind. einem der Insassen zu verzeichnen. Die Rate liegt um 81%.

Schwere und tödliche Verletzungen sind die Folgen der *Intrusion* (Fachausdruck für Eindringen) der kollabierten Fahrzeugseite, und zwar wegen

- der fehlenden Schutzwirkung. Wird der Frontairbag zum Schutz benötigt, ist er außer Funktion. Nach Kollaps der Insassenzelle lt. Abs. B1 kann er die Schutzfunktion nicht mehr übernehmen.
- der wenig zu erwartenden Ergebnisse aus der FE Arbeit in der kürzeren Zeitspanne vor allem im Vergleich zu über zwei Jahrzehnten für Frontaufprall. Als *einziger* unter drei Testkandidaten (Mercedes C180 mit ICASIS Sicherheitssystem, Toyota Carina) hat Volvo 850 mit SIPS Sicherheitssystem den durch ADAC durchgeführten *Seitencrashtest* nach Euro-Norm bestanden (ADAC 2/95). Bis alle Fahrzeuge bei Seitenaufprall den jetzigen Inneren Sicherheitsstandard für Frontaufprall trotz der Ausfälle der Frontairbags erreichen können, muß in der Tat eine Menge von FE Arbeiten geleistet werden. Ob die Beschleunigungswerte des Seitenairbags wegen des geringen Volumens und der fehlenden Knautschzone die des Frontairbags erreichen können, darf im Hinblick auf die praxisbezogenen Problemfälle in Abs. B, C und D1 bezweifelt werden.

# Stand der Technik

- 5 Alle bisherigen Patentanmeldungen für Insassensicherheit, Sollbruchstelle, Führungs-, Sitzschienen, Vorrichtung zur Längs-, Höhen- sowie Neigungsverstellung und Sensoren des Airbags lassen sich in folgende Merkmale einteilen:
  1. Vor der verformten Fahrzeugschürze infolge der Seitenaufprallenergie schützen die hochgestellten Seitenwangen des Sitzflächenteiles ausschließlich den Beckenbereich :
    - 10 1.1 nach Recaro Patentanmeldung unter DE-OS 1580621 vom 10.12.70, 63C 46. Per Hand werden die Seitenwangen des Sitzflächenteiles von der Ruhestellung in die Betriebsstellung gebracht.
    - 1.2 nach BMW Patentanmeldung unter DE-OS 3643876 vom 22.12.86, B60N 1/06. Durch das Schließen der Fahrzeugschürze werden die beiden Aufnahmelager aktiviert, um die  
15 Seitenwangen des Sitzflächenteiles von der Ruhestellung in die Betriebsstellung hochzuschwenken. Ausschließlich das Becken des Insassen wird vor der verformten Fahrzeugschürze infolge der Seitenaufprallenergie geschützt, wie nach Patentanmeldung DE-OS 1580621.
    - 20 1.3 und neuerdings auch der Brustbereich nach VW Patentanmeldung unter DE-OS 4305295 vom 20.02.93, B60N 2/42. Durch die verformte Fahrzeugschürze oder durch die infolge eines Crashesensors aktivierte Auslösevorrichtung werden sowohl die Seitenwangen des der Fahrzeugschürze korrespondierenden Sitzflächenteiles als auch die Seitenwangen der zugehörigen Rückenlehne hochgeschwenkt, also von der Ruhestellung in die Betriebsstellung gebracht. Geschützt werden damit der Becken- und Brustbereich.  
25 Bei dem zweiten Teil der Patentanmeldung werden Seitenairbags anstatt Seitenwangen zum Schutz verwendet.
  2. Vor der verformten Fahrzeugschürze infolge der Seitenaufprallenergie schützt der Seitenaufprallbügel an dem Sitzflächenteil und der Rückenlehne den Becken- und Brustbereich nach AUDI Patentanmeldung unter EP 0484651 vom 06.09.91, B60N  
30 2/42. Nach dem Einstieg des Insassen erfolgt die Betätigung des Verstellmechanismus über das Schließen der Fahrzeugschürze oder Starten des Motors oder Aktivieren des Sitzflächenschalters durch das Insassengewicht. Dadurch wird ein Seitenaufprallbügel (Abstützelement) von dem Sitzflächenteil aus in die Halterung an der Sitzlehne, also von der Ruhestellung in die Betriebsstellung, gebracht, zum Schutz des Beckenbereiches vor der verformten Fahrzeugschürze.  
35
  3. Über eine Funktionalitätsähnlichkeit mit Hasse Patentanmeldung unter DE 2301270 vom 18.07.74, 63C 70 verfügt AUDI Patent. Der konstruktive Unterschied zu AUDI ist bei Verwendung eines Gestänges anstatt Seitenaufprallbügel zu finden. An dem unteren Ende des Gestänges ist ein Mechanismus zur Verstellung, von der Ruhestellung zur  
40 Betriebsstellung oder umgekehrt, angebracht. In der Betriebsstellung wird ein an dem oberen Ende befindliches Auffangpolster vor der Brust oder dem Becken oder zwischen dem Kopf und der Fensterscheibe geführt.
  4. VOLVO Patentanmeldung unter EP 0290408 B1 vom 22.04.88, B60N 2/42 stellt eine neue Kraftumleitung der Seitenaufprallenergie vor. Beim fahrerseitigen Seitenaufprall  
45 erfolgt die Kraftumleitung über zwei am Sitzrahmen (3) befestigte Querstäbe als seitliche Verstärkungselemente (100, 101) in Fig. 2 und über einen mit dem vorderen Verstärkungselement (101) mittels Verbindungselementen (103) verschraubten Stahldraht (102) als Verstärkungselement in den versteiften Fahrzeugboden (6).

17.08.95

5. AUDI Patentanmeldung unter DE-OS 3607855 vom 10.03.86, B62D 21/15 stellt eine Kraftumleitung der Seitenaufprallenergie, vergleichbar mit VOLVO in Abs. 16, vor. Beim fahrerseitigen Seitenaufprall erfolgt die Kraftumleitung über die beiden Verstärkungselemente und die am Mitteltunnel (6.1) in Fig. 4 seitlich angeordneten Führungsschienen in den Fahrzeugboden. Allerdings müssen diese beiden Verstärkungselemente von vier Führungsschienen geführt werden. Die Erhöhung von zwei auf vier bringt Führungsprobleme mit sich.
6. Diehl Patentanmeldung unter DE-OS 4231523 vom 21.09.92, B60R 22/16 stellt einen Seitenairbag in der Kopfstütze zum Schutz des Kopfes vor dem Aufprallen gegen die Fensterscheibe vor.
7. Keiper Recaro Patentanmeldung unter DE-PS 3741637 vom 09.12.87, B60N 2/42 stellt eine Aussparung in der Rückenlehne in Höhe des Schulterbereiches zum Schutz des Kopfes vor dem Aufprallen vor, in der die Zündvorrichtung, der Seitenairbag und Sensor untergebracht werden.
8. AUDI Patentanmeldung unter DE-PS 3422263 C2 vom 15.06.84, B60R 22/16 stellt eine im Dachholm befindliche Hülle zum Schutz des Kopfes vor dem Aufprallen gegen den Dachrahmen vor. Über ein an der Außenseite des Längsträgers befestigtes Stoßschild steht der im Längsträger untergebrachte Vorratsbehälter unter Belastung der Seitenaufprallenergie. Nach der Öffnung des Ventils infolge der Überschreitung des Grenzdruckes kann das flüssige oder gasförmige Medium aus dem Vorratsbehälter durch die lange Verbindungsleitung in die Hülle strömen.
9. AUDI Patentanmeldung unter EP 0592815 vom 10.09.93, B60R 21/18 stellt ein am oberen Umlenkbeschlag des Sicherheitsgurtes fest verbundenes Gaskissen als Seitenairbag in der Höhe des Halsbereiches vor. Der Umlenkbeschlag ist an der B-Säule angeordnet. Der aufgeblasene Seitenairbag nimmt eine V-Form zur besseren Abstützung des Kopfes im Schutz vor dem Aufprallen gegen die Fensterscheibe an.
10. VW Patentanmeldung unter DE-OS 4204280 vom 13.02.92, B60R 21/16 stellt drei Seitenairbags zum Schutz des Brust- und Beckenbereiches vor. Die Unterbringung des ersten Seitenairbag mit dem Gasgenerator ist zwischen der Türaußenhaut und der Fensterscheibe, des zweiten mit dem Gasgenerator zwischen der Türinnenhaut und der Fensterscheibe und des dritten mit dem Gasgenerator zwischen der Türinnenhaut und dem Sitz. Siehe Abs. C5.
11. VW Patentanmeldung unter DE-OS 4206232 vom 28.02.92, B60R 21/18 stellt einen an der höhenverstellbaren Anlenkvorrichtung des Schultergurtes befestigten Seitenairbag vor. Zum Schutz des Kopfes wird diese an der B-Säule angeordnete, höhenverstellbare Anlenkvorrichtung auf die Kopfhöhe eingestellt.
12. VW Patentanmeldung unter DE-OS 4301193 vom 19.01.93, B60R 21/16 stellt einen zwischen der Türinnenhaut und Abdeckung untergebrachten Seitenairbag zum Schutz des Beckenbereiches vor.
13. VW Patentanmeldung unter DE-OS 4307175 vom 18.03.93, B60R 21/16 stellt eine Seitenschutzfläche aus von fünf Seitenairbags mit zwei in der A- und B-Säule untergebrachten Gasgeneratoren vor. Im aufgeblasenen Zustand erstreckt sich die Seitenschutzfläche in der Höhe vom Dachrahmen bis knapp über dem unteren Fensterrahmen und in der Breite zwischen den beiden Säulen. Siehe Abs. C5.
14. VW Patentanmeldung unter DE-OS 4305291 vom 20.02.93, B60R 21/18 stellt einen airbagbestückten Sicherheitsgurt vor. Der zwischen der Fahrzeughür und dem Sitz aufgeblasene Seitenairbag schützt den Insassen vor der verformten Fahrzeughür.
15. MB (Mercedes Benz) Patentanmeldung unter DE-OS 4209944 vom 27.03.92, B60R 21/16 stellt eine in der Fahrzeughür untergebrachte Seitenschutzvorrichtung vor. Sie besteht aus einem Gaskissen (Seitenairbag), Verstärkungsrohr und einem im Inneren des

17.08.95

Verstärkungsrohres angeordneten Gasgenerator. Nach dem Auslösen schiebt sich der Seitenairbag durch den unteren Fensterrahmen nach oben zum Schutz des Kopfes.

16. VOLVO Patentanmeldung unter EP 0565501 A1 vom 30.03.93, B60R 31/32 stellt einen an der Sitzlehne angebrachten Seitenairbag und eine Kraftumleitung in Fig. 2 als Verbesserung gegenüber den Erfindungen nach Abs. 4 und 5 beim Seitenaufprall vor. Beim fahrerseitigen Seitenaufprall erfolgt die Kraftumleitung über ein am Sitzrahmen (3) befestigtes Verstärkungselement (101) in Fig. 3, ein im Mitteltunnel untergebrachtes Verstärkungselement (111) in den Mitteltunnel und über ein Verstärkungselement (101) des Beifahrersitzes über den Sitzrahmen (3) in den Fahrzeugboden (6). Weiteres die Meßwerte in Abs. B5, C1 und den Vergleich in Abs. D1.
17. DE-OS 4342038 "Fahrzeugsür bei PKW und LKW" desselben Erfinders und Patentanmelders vom 21.07.94, B60J 5/00 stellt eine Verbundkonstruktion unter Zugrundelegung des Türfachwerkes bei Veränderung der Randbedingung und bei Großdimensionierung der Aufprallbalken vor, wodurch die gesamte Struktur beim Aufprall im Verbund ist. Die zu erzielende Struktursteifigkeit  $k_s$  ist entscheidend größer als die der herkömmlichen Konstruktion nach allen Patentanmeldungen. Beim grundlegenden Vergleich mit dem aus Platzmangel unterdimensionierten Aufprallstab der herkömmlichen Konstruktion weist der beliebig groß dimensionierte Aufprallbalken eindeutig die weit größeren Trägheits- und Widerstandsmomente auf. Der Raumgewinn kann ausgenutzt werden, für den Einbau von einem der erfindungsgemäßen Federelemente P10-P13 in der Tür oder dem Raum zwischen der Türaußenhaut und -innenhaut mit Federkennlinie  $k_{F1}$  als *erste Knautschzone* zum weiteren Abbau der Seitenaufprallenergie. In dieser Patentanmeldung sind die Vorteile dieser Federelemente gegenüber der Blattfeder nach BMW DE 4125299A1 zur Aufnahme der Seitenaufprallenergie beschrieben. Durch die aufzubringende Kraft  $(k_s + k_{F1}) \cdot x$  als Glied der Gl. (1) in Abs. E ist der Abbau der Seitenaufprallenergie ausgedrückt.
18. VW Patentanmeldung unter DE-OS 3904616 vom 31.08.89, B60T 7/06 stellt eine Sicherheitsmaßnahme "Sollbruchstelle" durch die nach FEM vorausberechneten Bruchstellen des Verbindungssteiges zwischen dem Lagerblock und Montageträger beim Frontaufprall vor. Dadurch nimmt die Verschiebung des Lagerblockes samt Pedalhebeleinheit einen freien Verlauf zum Schutz der Füße an.
19. Keiper Recaro Patentanmeldung unter DE-PS 4007857 vom 13.03.90, B60N 2/06 stellt ein Paar Führungsschienen (81a, 82a) und Sitzschienen (1a, 2a) mit offenem Querschnitt vor. Das Ineinandergreifen der Führungs- und Sitzschienen erfolgt über die beiden seitlichen Paarungen ihrer Sicherungsleisten. Jede Sitzschiene ist mit einem Laufsteg in der Mitte versehen, dessen Flächen mit den korrespondierenden Innenflächen der zugehörigen Führungsschiene über zwei Laufbahnen aus mehreren gleich kleinen Kugeln und die dritte Laufbahn aus mehreren großen Kugeln (oder Walzkörper in DE-PS 4141983 vom 19.12.91) in Berührung sind. Die kleinen und großen Kugeln übernehmen die Aufgaben zur Aufnahme der nach unten oder oben wirkenden Kraft, und die kleinen Kugeln die zusätzliche Aufgabe zur Aufnahme der seitlich wirkenden Kraft. Durch Einstecken eines Verriegelungszapfens in die Löcher der Schenkel der Führungs- und Sitzschienen wird der Sitz nach Längsverstellung in einer wählbaren Sitzposition verriegelt.
20. Aisin Seiki, Kariya und Aichi Patentanmeldung unter DE-PS 3631810 vom 18.09.86, B60N 2/06 stellt ein Paar Führungsschienen (81a, 82a) und Sitzschienen (1a, 2a) mit offenem Querschnitt vor. An jeder Führungs- und Sitzschiene ist jeweils ein umgeformtes Teil als Gleitbahnen ausgebildet. Nach Einschieben der beiden umgeformten Teile ineinander lassen sich die Gleitbahnen mit zwei Laufbahnen aus kleinen Kugeln und einer Rolle versehen. Die Rolle, in deren Mitte eine große Kugel befindlich ist, sitzt zwischen



17.08.95

11

den beiden umgeformten Teilen. Die Rollen übernehmen die Aufgabe zur Aufnahme der nach unten wirkenden Kraft, die großen sowie kleinen Kugeln die Aufgabe zur Aufnahme der seitlich wirkenden Kraft, und die kleinen Kugeln die zusätzliche Aufgabe zur Aufnahme der nach oben wirkenden Kraft.

Zur Entriegelung der Eingriffstellung wird der an den beiden Sitzschienen geführte Bedienungshebel hochgezogen. Nach Längsverstellung des Sitzes in einer wählbaren Sitzposition wird der Bedienungshebel losgelassen, um die mit Nut versehenen Platten des Bedienungshebels in die an beiden Führungsschienen angebrachten Zahnschienen in Eingriff zu bringen.

21. Ikeda Bussan Co., Ltd. Patentanmeldung unter DE-PS 3911166 vom 06.04.89, B60N 2/06 stellt ein Paar Führungsschienen (81a, 82a) und Sitzschienen (1a, 2a) mit offenem Profil vor, mit den ähnlichen Merkmalen wie bei der Patentanmeldung in Abs. 20 allerdings mit *weniger* Teilen von zwei Kugeln anstatt drei und einer Rolle.

Hervorzuheben ist das erfindungsgemäße Eindringen des Rückens der Führungsschiene an drei Stellen zur Verkleinerung des Spieles zwischen der Führungs- und Sitzschiene.

22. BMW Patentanmeldung unter DE-OS 4135092 vom 24.10.91, B60N 2/02 stellt eine Vorrichtung zur Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes vor. Jede Sitzschiene (1a, 2a) steht mit dem Sitzrahmen (3) über einen Lagerbolzen und mit dem Schwenkhebel über einen Schwenkbolzen in Verbindung. An dem Lagerbolzen des anderen Endes jedes Schwenkhebels lassen sich die Rückenlehne und der Rahmen der Rückenlehne (4) anlenken. Zwischen den beiden Enden jedes Schwenkhebels befinden sich ein Zahnsegment mit dem Schwenkbolzen als Drehachse und ein seitlich hinausragender Lagerzapfen, der in dem Führungsschlitz des an dem Sitzrahmen angebrachten Aufnahmeteiles geführt ist. Durch Änderung des Eingriffes des Zahnsegmentes in die Verzahnung der an der Sitzschiene schwenkbar gelagerten Sperrklinke verändert sich die Geometrie des Schwenkhebels. Daraus resultiert die Kinematik des Sitzrahmens und der Rückenlehne oder die Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes.

23. AUDI Patentanmeldung unter DE-OS 3803426 vom 05.02.88, B60R 21/16 stellt eine verbesserte Aufprallerkennung zur Auslösung eines Airbags in Abhängigkeit vom Gefährdungssignal beim Frontaufprall vor. Im Gegensatz zu der herkömmlichen Sensorik in Abs. B4, die ausschließlich das Beschleunigungssignal  $\Delta b$  und Geschwindigkeitssignal  $\Delta v$  berücksichtigt, wird die Zuverlässigkeit der Auslösung unter Berücksichtigung der Insassenvorverlagerung als Gefährdungssignal erhöht. Durch das plötzliche Verzögern des Fahrzeuges wird die Insassenvorverlagerung aufgrund der Trägheit hervorgerufen. In mehreren kurzen Zeitabschnitten wird das Gefährdungssignal berechnet und ausgewertet. Wird übereinstimmend in mindestens zwei aufeinanderfolgenden Zeitabschnitten der Schwellwert von dem Gefährdungssignal überschritten, dann wird die Auslösung zur Aufblasung des Frontairbags freigegeben.

24. Deutsche Aerospace Patentanmeldung unter DE-PS 4117811 vom 31.05.91, B60R 21/32 stellt eine verbesserte Aufprallerkennung beim Frontaufprall vor, um den Zeitpunkt der Auslösung eines Airbags in Abhängigkeit von dem Aufprallwinkel zur Fahrzeuglängsrichtung zu bestimmen. Als Geschwindigkeitssignal  $\Delta v$  wird die partielle Geschwindigkeitsdifferenz zwischen zwei Geschwindigkeiten des Fahrzeuges in einem Zeitabschnitt gerechnet. Das Beschleunigungssignal  $\Delta b$  ist eine partielle Beschleunigungsdifferenz innerhalb eines Zeitabschnittes. In Abhängigkeit von dem Beschleunigungssignal  $\Delta b$  vor der Aufprallerkennung verändern sich die Schwellwerte S2 und S3. Überschreitet das Signal  $\Delta v$  den Schwellwert S1, dann erfolgt die Überprüfung der drei Zustände für Front-, Zwischenaufprall und Rücksetzung durch Vergleichen des Signals  $\Delta v$  mit den anderen Schwellwerten S2, S3 und S4. Definiert

17.08.95

22

werden ein Kriterium "Nichtauslösung", bei Aufprallwinkel =  $0^\circ$  ein Kriterium "Frontaufprall" mit der schnellsten Aufprallgeschwindigkeit d.h. Auslösung des Airbags ohne Verzögerung nach Überschreitung der Schwellwerte S1 und S2, bei Aufprallwinkel =  $30^\circ$  ein Kriterium "Schrägaufprall" mit der langsamsten Aufprallgeschwindigkeit in Fahrzeuglängsrichtung und zwischen Aufprallwinkel =  $0^\circ$  bis  $30^\circ$  ein Kriterium "Zwischenaufprall" mit Verzögerung zur Auslösung infolge der positiven Überprüfung aller Vergleiche mit den Schwellwerten. Kurzum, die Auswertung der Vergleiche mit den Schwellwerten in jedem Zeitabschnitt führt über ein Kriterium zur Bestimmung des Zeitpunktes der Auslösung des Airbags ebenso zur Nichtauslösung. Dadurch wird ein weit vorgelagerter Insasse von einem aufgeblasenen Frontairbag weder in den Fahrzeugsitz geschleudert noch in den Hals gedrückt.

25. Siemens Patentanmeldung unter DE-PS 4308353 vom 16.03.93, B60R 21/32 stellt einen am Fahrzeug oder an der Fahrzeughür anzubringenden Sensor zur Erkennung einer mechanischen Formveränderung (Verformungszustand) bei Front- oder Seitenkollision vor. Der Sensor trägt eine Mehrzahl von elektrisch leitenden Streifen. Durch die Verformung des 1. Streifens ist ein Kontakt mit dem 2. hergestellt, so daß die Kontaktstelle durch Messung des ohmschen Widerstandes zwischen Anschlüssen des 1. und 2. Streifens meßbar ist. Infolge der zunehmenden Verformung ist ein 3. Streifen in Kontakt mit dem darunterliegenden als 4., so daß die Kontaktfläche des 3. durch Messung der Kapazitätsänderung zwischen dem 3. und 4. Streifen meßbar ist. Zur Erfassung eines Verformungszustandes in einer Richtung eignen sich diese Sensoren. Der Vergleich dieses Sensors mit den Beschleunigungssensoren nach Abs. 23 sowie 24 in Abs. B4 und D1 gibt Einblick über die Eignung.

Die Vorteile der Erfindungen gegenüber den Seitenairbags, Sensoren, herkömmlichen Führungsschienen sowie Vorrichtungen zur Verstellung werden in Abs. B, C, D, F und G erläutert.

Literatur, die für die Erfindung, Aufstellung der Gl. (1) und Beschreibung der Ersatzsysteme von Bedeutung ist:

26. Fahrwerktechnik I und II (Reimpell, Vogel-Verlag, Würzburg)
27. Warmgeformte Federn (Ulbricht usw., Hoesch Werke, Hohenlimburg)
28. Stabilisatoren (Brüninghaus GmbH, Werdohl)
29. Schwingungen (Magnus, Teubner Verlag, Stuttgart)
30. Matrix Methods in Elastomechanics (Pestel, McGraw-Hill Book Company, New York)
31. Der Einfluß von Nichtlinearitäten in Feder- und Dämpferkennlinie auf die Schwingungseigenschaften von Kraftfahrzeugen (Mühe, TH Braunschweig)
32. Beitrag zur rechnerunterstützten Auslegung und Dimensionierung von Schraubendruckfedern mit beliebigen Kennlinien (Erfinder, Schriftenreihe 81.3, Ruhr-Universität Bochum)
33. Problematik der Auslegung von Schraubendruckfedern unter Berücksichtigung des Abwälzverhaltens (Erfinder, Automobil-Industrie 3/82, S.359-367)
34. Programmsystem AOSK zur Verformungs- und Spannungsanalyse einseitig abwälzender, strukturell unsymmetrischer Tonnenfeder (Erfinder, Konstruktion 35(1983) H.8, S.307-312))

## A Stoß-, Winkelbeschleunigung, Abstützkraft und Schleudertrauma

Auf der Fahrertür und/oder auf der Beifahrertür und/oder auf den Türen bzw. Seiten der Fondpassagiere können sich Seitenkollisionen ereignen. Die Idealisierung der Seitenaufprallenergie sei durch

1. die an der Fahrerseite wirkende Stoßkraft  $F$  in allen Fig.
  2. die an der Beifahrerseite wirkende Stoßkraft  $\underline{F}$  in Fig. 3 und 11
  3. die an dem Hintersitz wirkenden Stoßkräfte  $F_c$  und  $\underline{F}_c$  in Fig. 3 und 12.
- Grundlage für die allgemeine Betrachtung sei die Stoßkraft  $F$ .

Durch  $F$  wird der Körper des Insassen samt Kopf in Fig. 1 zuerst seitlich zur Fahrzeugmitte, dann drehend beschleunigt.

Als Stoßbeschleunigung  $b$  ( $m/s^2$ ) in Gl. (1) in Abs. E wird die seitliche Beschleunigung  $b = \delta v / \delta t$  in Fig. 2a definiert. Für Seitencrashtest sind  $t$  die Zeit ( $ms$  = Millisekunde) und die Stoßgeschwindigkeit  $v$  gleich die Aufprallgeschwindigkeit ( $km/h$ ) der fahrenden Barriere, die gegen das stehend gebliebene Fahrzeug gefahren wird. Durch das Abstützen des seitlich und drehend beschleunigten Insassen (Dummy in Seitencrashtest) auf dem Sitzflächenteil entsteht eine Gegenkraft als "Abstützkraft"  $F_A$  in Fig. 1 nach Definition. Ist das Drehmoment infolge  $F_A$  um  $D$  größer als das Drehmoment infolge des Körpergewichtes um  $D$ , wird der Körper samt Kopf durch die von der Winkelbeschleunigung  $\ddot{\alpha}$  abhängige Drehträgheitskraft  $F_D$  und durch die von der Stoßbeschleunigung abhängige Massenträgheitskraft  $F_B$  zurückbeschleunigt. Diesen Kräften ist der Insasse unmittelbar ausgesetzt. Als schwingendes Körperende stößt der Kopf gegen den oberen Türrahmen und/oder die Fensterscheibe an, zumal  $w_T = ca. 100 \text{ mm}$  in Fig. 2 als normaler Abstand zwischen dem Kopf und der Fensterscheibe beim PKW der unteren Mittelklasse keine allzu große räumliche Freiheit für Kopfbewegungen zuläßt. Die Pendelbewegung des Kopfes mit der Pendellänge  $L$  in Fig. 1 endet öfters mit einer Kopf- und/oder HWS- Verletzung je nach der Größe der Massenträgheits-, Drehträgheitskraft und Restaufprallenergie, ggf. in Form eines Schleudertraumas.

## B Seitenairbag

Zwei Seitenairbags mit Volumina 12 und 15 Litern bieten die Autohersteller Volvo und Mercedes an. Zweifelsohne haben einwandfrei funktionierende Frontairbags Insassen vor schweren und tödlichen Verletzungen gerettet. Dennoch stellen trotz der hohen Anschaffungskosten und der seit über zwei Jahrzehnten langen FE Arbeit folgende praxisbezogene Problemfälle die Schutzfunktion und -wirkung in Frage:

B1 Nach Kollaps der Insassenzelle wegen der unzureichenden Struktursteifigkeit (vgl. mit DE-OS 4342038) ist die Schutzwirksamkeit mittels eines einwandfreien Frontairbags wirkungslos. Ohne Schutz unterliegt der Insasse unmittelbar der Restaufprallenergie. Den Nachweis liefert das Bild in Wiesbadener Kurier vom 03. 12.94, als nach dem Schleudern aufgrund der Straßenglätte ein PKW der gehobenen Klasse eines renommierten deutschen Herstellers gegen einen LKW prallte. Dadurch kollabierte die Insassenzelle. Auch beim Unfall des deutschen PKW in der hohen Preisklasse ca. 50000 DM nach Beschreibung der DE-OS 4342038 kollabierte die Insassenzelle. Die Photos besitzt der Erfinder. Selbst wenn der Frontairbag einwandfrei funktioniert hätte, könnte er in keiner Weise verhindern, daß solche Unfälle mit dem Tod enden mußten.

17.08.95

B2 Die von Opel AG in Februar und April 95 gestarteten Rückrufaktionen zur Überprüfung der Steckverbindung für den Frontairbag des Beifahrers stellen die einwandfreie Funktionalität der aufwendigen Sensoren in Frage. Außerdem unterliegen der Zündstoff und das Treibmittel des Gasgenerators dem Alterungsprozeß, somit können sie zündunwillig oder außer Funktion sein. Das Problem der Entsorgung liegt auch vor. Mit Sicherheit gelten diese Probleme für alle mit Airbag ausgerüsteten Fahrzeuge anderer Automobilhersteller. Es berechtigt zur Frage nach der Zuverlässigkeit "Wer gewährt eine einwandfreie Funktionalität kurz vor dem realen Aufprall?"

B3 Nach Angaben der holländischen Polizei (Wiesbadener Kurier vom 14.07.95) erlitt eine Fahrerin an Kinn, Hals und Armen *Verbrennungen des ersten und zweiten Grades* durch den Frontairbag bei einem Auffahrunfall. Als Ursache könnten Undichtigkeit und/oder unkontrollierte Volumenzunahme durch Überhitzung beim Abbrennen des Treibmittels sein. In Zusammenarbeit mit dem Autohersteller VOLVO und dem holländischen Gerichtslaboratorium klärt die Polizei die Ursachen.

B4 Fehlauslösungen der Frontairbags in folgenden Problemfällen trotz der FE Arbeit werfen die Frage nach der Zuverlässigkeit für den Einsatz eines Seitenairbags auf:

1) Der falsche Impuls der Auslösesensorik kann durch schnelles Überfahren tiefer Straßenlöcher den Frontairbag auslösen. Nach VOLVO Sprecher haben sich vier Fälle bei einer 1994 ausgelieferten Volvo 400 Serie in Skandinavien ereignet (Wiesbadener Kurier vom 01.10.94), obwohl VOLVO als einer der allerersten Autohersteller bei der Einführung von Frontairbags mit Sicherheit über Erfahrung mit Airbags bestens verfügt hat.

2) Mit einwandfreier Auslösung des Frontairbags beim 50% Offset Test gegen eine 100 Tonnen schwere Barriere, aber mit Fehlauslösung beim 40% Offset Test gegen eine verformbare Barriere verhielt sich jede Auslösesensorik der Testfahrzeuge Opel Corsa, Fiat Punto und Ford Fiesta nach Bericht der Stiftung Warentest 4/95 und Spiegel 13/95. Trotz der Verbesserung der Aufprallerkennung durch das Gefährdungssignal (Abs. 23) und durch die Kriterien zur Bestimmung der Auslösezeit des Airbags (Abs. 24) ist und wird mit Fehlauslösungen zu rechnen sein. Zur Erkennung des Frontaufpralles werden das *Beschleunigungssignal*  $\Delta b$  und *Geschwindigkeitssignal*  $\Delta v$  durch Messung oder Auswertung der Geschwindigkeit des Fahrzeuges *in Zeitabständen ständig* gebildet, wobei die Fahrzeuggeschwindigkeit als Parameter ist. Daran scheitert der Einsatz dieser zuverlässigeren und wirksameren Beschleunigungssensoren zur Aufprallerkennung einer Seitenkollision. Zum Einsatz kommen ausschließlich die Sensoren zur Erkennung eines Verformungszustandes in einer Richtung nach Abs. 25 für Seitenkollision, z.B. bei Volvo mit Schwellwert F von 500 N in Abs. H, mit dem Nachteil, daß nur *lokale* Verformung erfaßt wird. Werden sie an die geeigneten Stellen sowie an das Aufprallrohr zum **Bestehen der Seitencrashtests** montiert, so verfehlen sie ihre Aufgaben in realem Seitenaufprall

- zur Erfassung der Verformungszustände der durch die Seitenaufprallenergie verformten, von diesen Sensoren *nicht besetzten* Stellen, z.B. der A- oder B-Säule,
- zur Aufprallerkennung wegen der *fehlenden* Möglichkeit zur ständigen Auswertung der Stoßgeschwindigkeit,
- und zur Erfassung der Verformungszustände wegen der *verschiedenen* Steifigkeitsgröße des Aufprallobjektes.

3) In keiner Weise lassen sich die Ergebnisse der FE Arbeit zur Verbesserung der Aufprallerkennung bei Frontkollision auf die Aufprallerkennung bei Seitenkollision übertragen. Die Gründe werden in Abs. D1 eingegangen.

Aus den drei Argumenten ist **Vermehrung der Fehlauslösungen** bei Einsatz des Seitenairbags in realem Unfallgeschehen zu erwarten.

B5 Aufgrund der fehlenden Knautschzonen ist die Aufblasungszeit eines Seitenairbags

17.08.95

unglaublich kurz, nämlich < 10 Millisek. Nur kleine Volumina 12 Liter für Volvo-Seitenairbag und 15 Liter für Mercedes-Seitenairbag kommen deshalb in Frage. Dagegen betragen die Volumina des Corsa Frontairbags 67 Liter für Fahrer sowie 140 Liter für Beifahrer und die Aufblasungszeiten von 29 sowie 31 Millisek. Aus dem 17% verschärften Seitencrashtest des Volvo 850 nach FMVSS 214 (Auto Motor und Sport 5/95) ergeben sich die in Tabelle 1 eingetragenen Meßwerte *mit* und *ohne* Seitenairbag.

# C Forderung aus Unbrauchbarkeit der Seitenairbags und Schutzvorrichtungen in realem seitlichem Unfallgeschehen

C1 Durch das Abfangen des Kopfes zum Schutz gegen Kopf-, und HWS- Verletzungen hat der Seitenairbag die Schutzfunktion ohne Zweifel erfüllt, bei -14% und 4% im Vergleich mit der Brust- sowie Beckenbeschleunigung *ohne* Seitenairbag in Tabelle 1. Dies zeigt die *Grenze der Schutzwirksamkeit mittels Seitenairbags* wegen des kleinen Volumens und des Fehlens der Knautschzone

- trotz des Abbauens der Seitenaufprallenergie durch die Verstärkungselemente (100, 101, 111. 100, 101) in Fig. 2 zur Kraftumleitung in den Fahrzeugboden und
- trotz des zum Schutz des Kopfes gezielt angebrachten Seitenairbags mit Flammengeschwindigkeit von 2000 m/s oder 7200 km/h in Seite 3 Zeile 15 nach Abs. 16.
- trotz der Aufblasungszeit < 10 Millisek in Seite 3 Zeile 16, dagegen < 15 Millisek nach Messung. Nach Definition ist die **Aufblasungszeit** die Zeitdifferenz zwischen dem aufgeblasenen Airbag zum Insassenschutz und dem Aufprallbeginn, die alle Zeiten zur Verarbeitung der Signale durch die Sensorik, zur Zündung des Zündstoffes sowie Treibmittels und zur Entfaltung des Airbags umfaßt.

Tabelle 1

Dummy als Fahrer	Meßwerte <i>mit</i> Seitenairbag	Meßwerte <i>ohne</i> Seitenairbag	FMVSS 214	Meßwerte <i>mit</i> Frontairbag
Brustbeschleunigung (m/s <sup>2</sup> )	60,9	71,1	85	34,7
Beckenbeschleunigung (m/s <sup>2</sup> )	77,2	74,4	130	33,4

Hinsichtlich der Brust- und Beckenbeschleunigung sind die Meßwerte des Seitenairbags 75,5% und 131,1 % höher als die Meßwerte des Frontairbags trotz der schärferen Testbedingung für den 40% Offset Frontcrash desselben Testfahrzeugtypes Volvo 850 (ADAC 5/95) gegen 100 Tonnen schwere Barriere. Beim Geltendmachen der 100 Tonnen schweren Barriere für den Seitenaufpralltest zur Abbildung des Aufprallobjektes in Abs. C2 in realer Seitenkollision erhöhen sich die Meßwerte der Beschleunigungen ins Unendliche. Dies ist der 2. Nachweis für die *Grenze der Schutzwirksamkeit mittels Seitenairbags*.

C2 Weitere fatale Verletzungsrisiken kommen in realem seitlichem Unfallgeschehen hinzu. Bei rund 1,9 Mill. in Deutschland polizeilich registrierten Verkehrsunfällen aus dem Jahr 1993 mit 9913 Toten und bei zunehmender Verkehrsdichte und erhöhter Geschwindigkeit durch stärkere Motorleistung ist folgendes Szenario realistisch :

- Falls die Fahrzeugseite durch einen schweren PKW oder LKW bei höherer Aufprallgeschwindigkeit gerammt werden sollte, ist der Insasse samt Fahrzeugsitz der Intrusion der total deformierten Fahrzeugtür wegen der unzureichenden Seitenstruktursteifigkeit der herkömmlichen Konstruktion ausgesetzt. Ist trotz Seitenschutzvorrichtung, seitlicher Verstärkungselemente und Seitenairbags aller

17.08.95

Patentanmeldungen die Restenergie nach Kollaps vorhanden, so ist jener Insasse der weiteren Intrusion der kollabierten Insassenzelle unmittelbar und hilflos ausgeliefert, mit der Folge der inneren Verletzung, ggf. des Todes.

- Trotz des von Mercedes Benz propagierten Sicherheitsprinzips basierend auf Unterflur-Bauweise (Auto Motor und Sport 6/1994) für die Stadtminis und den Mini-Van der Vision A läßt sich die Deformation der weniger steifen Fahrzeugsür samt Insassen oberhalb des Unterflurs durch die hoch montierte Stoßstange eines LKW oder beim Seitenaufprall gegen Baum überhaupt nicht vermeiden. Mit Todes- und Verletzungsfolgen müssen die Insassen rechnen.

Unvermeidbar sind die HWS-, Brust- und Beckenverletzungen, auch Kopfverletzungen Durch Intrusion der deformierten Fahrzeugseite im seitlichen Unfallgeschehen, z.B. gegen Baum, Mast oder Stützpfeiler der Autobahnbrücke. Den Nachweis für solches *Aufprallobjekt* im Zusammenhang mit großer Seitenaufprallenergie, liefert Bild 42 im Bericht "FS90". Ursache dafür sind die sehr hohe Stoß-, Winkelbeschleunigung und Intrusion der total deformierten Fahrzeugseite.

C3 Als unwirksam aufgrund des großen Zeitverbrauches erweist sich die *lange* Verbindungsleitung zum Abtransport des Mediums aus dem Vorratsbehälter im Längsträger zur im Dachholm befindlichen Hülle zum Schutz des Kopfes nach Patentanmeldung in Abs. 8. Zur Minimierung des Zeitverbrauches muß der Gasgenerator in der Nähe des Kopfes (Abs. 6, 9, 11) oder die Zündvorrichtung in Höhe des Halsbereiches (Abs. 7) angebracht werden. Leider ruft die Zünd- oder Gasexplosion die Gefahren eines Gehörschadens, Erschreckens und einer Verbrennung (Abs. B3) hervor. Infolge des Erschreckens durch die Fehlauflösung kann der Fahrer die Kontrolle über das Fahrzeug verlieren. Die Gefahr eines ungewollten Unfalles ist nicht zu leugnen.

C4 Die Problemfälle in Abs. C1 und C3 verdeutlichen die *lokale Schutzwirkung mittels Seitenairbags* auf einen Körperteil bei Vernachlässigung der anderen Körperteile.

C5 Über die *hohen* Herstellungskosten für die Erfindung der x- fachen Seitenairbags zum Insassenschutz sollten sich die in Abs. 10 und 13 aufgeführten Erfinder Gedanken machen.

Aus diesen Problemfällen ergibt sich eine Reihe von Forderungen:

- I. Aus der Auswertung der HWS- Verletzungen in Abhängigkeit von Kollisionstypen wie Front/Front-, Front/Seiten- und Front/Heckkollisionen in Bild 54 des Berichtes "FS90" ist der höchste Anteil aus Front/Heckkollisionen ersichtlich. Bei allen drei Kollisionstypen ist die durchschnittliche Aufprallgeschwindigkeit des Types Front/Seitenkollisionen mit Sicherheit am *niedrigsten*. Wäre dieser Einflußfaktor in der Auswertung mitberücksichtigt, dann müßte der 2. höchste Anteil aus der Front/Seitenkollisionen verständlicherweise am *gefährlichsten* erscheinen. Begründet ist dies durch die Hypothese für die HWS- Muskulatur als *schwächstes* Glied bei Menschen. Daraus folgt unter Berücksichtigung des Schleudertraumas die 1. Forderung, daß die Meßwerte der Beschleunigungen des Seitencrashtests *wenigstens so niedrig wie* die des Offset Frontcrashes in Tabelle 1 sein müssen. Weder von Seitenairbag noch von Seitenschutzvorrichtung kann sie erfüllt werden.
- II. Die Problemfälle nach Abs. B1, B5, C1 und C4 machen deutlich, daß ausschließlich ein oder mehrere Seitenairbags die Beschleunigungen nicht entscheidend verringern können. Das Fehlen der Knautschzonen und die unzureichende Seitenstruktursteifigkeit machen sich bemerkbar. Erforderlich ist die 2. Forderung nach *Knautschzonen* zwecks weicher Einfederung sowie niedriger Beschleunigungen und nach *Verbundkonstruktion* zwecks Steigerung der Seitenstruktursteifigkeit.

17.08.95

III. Aus dem Problemfall nach B2 resultiert die 3. Forderung nach *Erhöhung der Zuverlässigkeit* unter harter und unterschiedlicher Bedingung in der Praxis.

IV. Aus den Problemfällen nach B3 und B4 resultiert die 4. Forderung nach *Schutzwirksamkeit ohne Verbrennungen bei allen Beschleunigungswerten*.

5 V. Aus den Problemfällen nach Abs. C2 und C4 folgt die 5. Forderung nach *Verlegung des Insassen aus den Gefahrenzonen* wie der zum Bruch gekommenen Fensterscheibe und/oder der deformierten Fahrzeugseite in die Fahrzeugmitte. Die Aufgabe zum Verlegen des Insassen liegt den erfindungsgemäßen Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) mit rundem Profil (Querschnitt) zugrunde.

10 VI. Entscheidend zur Wirksamkeit des Insassenschutzes ist die 6. Forderung nach *unveränderter Positionierung* des Seitenairbags, der Seitenschutzvorrichtung nach Abs. 6, 13, 14 und 16 sowie der Seitenaufprallwelle (11.2) in Abs. I in Bezug auf den Insassen bei *Veränderung* der Längs- und Höhenverstellung des Sitzes.

15 VII. Bedingt durch diese Schienen (81, 82, 1, 2) mit rundem Profil und die 6. Forderung sind die herkömmlichen Vorrichtungen zur Längs- und Höhenverstellung leider nicht verwendbar. Zum Vervollständigen der Sitzkonstruktion ist die 7. Forderung nach *Vorrichtungen zur Längs- und Höhen- sowie Neigungsverstellung* notwendig.

VIII. Aus dem Problemfall in Abs. C3 folgt die 8. Forderung nach *Entfernen des Gasgenerators bzw. der Zündvorrichtung aus dem Kopfbereich*. Durch den Verzicht auf beides erfüllen alle Ersatzsysteme diese Forderung.

20 IX. Aus dem Problemfall in Abs. C5 folgt die 9. Forderung nach *Kostensenkung*. Die Verwendung der zig- milliarden bereits hergestellten Federungssystemteile und Standardteile für alle Ersatzsysteme erfüllt diese Forderung.

25

#### D Neue Erfindung

Die Gleichung (1) in Abs. E veranschaulicht die für Massen- und Drehträgheitskraft verantwortlichen Beschleunigungen und die für Arbeit bzw. Energie verantwortlichen Kräfte. Zur Lösung der 1. bis 5. Forderung in Abs. C für den Insassenschutz sind folgende Vorgehensweisen sowohl zum *Abbau* der Seitenaufprallenergie als auch zur *Verringerung* der Stoßgeschwindigkeit  $v$ , Stoßbeschleunigung  $b$  sowie Winkelbeschleunigung  $\ddot{\alpha}$  mittels DE-OS 4342038 in Abs. 17 durch:

- 35 - die Federungsarbeit der aus einem oder mehreren Federelementen bestehenden *ersten Knautschzone*, ausgedrückt durch  $k_{F1} \cdot x$  als Glied der Gl. (1),
- die Verformungsarbeit der *Gesamtstruktur* infolge der vierfachen Vorgehensweise zur Erhöhung der Gesamtsteifigkeit, ausgedrückt durch  $k_s \cdot x$ , und mittels der erfindungsgemäßen Ersatzsysteme durch:
  - 40 - die Federungsarbeit  $A_F = \int k_{F2} \cdot x_F \cdot dx_F$  in Fig. 17 der z.B. aus einem Federelement (11) sowie einer Federkörperform (11a1) in Fig. 2 und 8 bestehenden *zweiten Knautschzone*, ausgedrückt durch  $k_{F2} \cdot x_F$ ,
  - die Federungsarbeit  $\int M_D \cdot d\theta$  der aus dem 2. Federelement z.B. Torsionsfeder (11d) in Fig. 9 bestehenden *zweiten Knautschzone*, ausgedrückt durch  $k_D \cdot \theta$ ,
  - die Reibungsarbeit  $\int c \cdot v \cdot dx_F$  unter Einsatz eines Stoßdämpfers und/oder der aus
  - 45 Flachstählen zusammengesetzten Torsionsfeder (siehe Definition in Abs. E), ausgedrückt durch  $c \cdot v$ ,
  - die Arbeit zur *Öffnung* des Sperrmechanismus oder zum *Bruch* der Führungsschiene (81) an den Sollbruchstellen, ausgedrückt durch  $F_3$ ,
  - die Arbeit zur *Insassenverlegung* in Fig. 1, ausgedrückt durch  $F_4$ .



17.08.95

48

Daraus resultieren die drei Zustandsänderungen der Beschleunigungen in Abs. D1.  
Siehe Gl. (1) und Literatur nach Abs. 29-34.

Da die Anwendungen der Merkmale in anderen Patentanmeldungen noch nicht erwähnt worden sind, gelten sie als **neue Erfindung** mit neuen Merkmalen und geringem Kostenaufwand:

1. Einsatz der Federelemente (Abs. E und J),
2. Einsatz der Federkörperformen (Abs. E und Eingehendes in Abs. J),
3. Einsatz der Stoßdämpfer (Abs. E und J),
4. Einsatz der aus Flachstählen zusammengesetzten Torsionsfeder zur Federungs- und Reibungsarbeit (Abs. E und J),
5. Anwendung von Führungsschienen (81, 82) mit rundem Profil (Abs. F),
6. Anwendung von Sitzschienen (1, 2) mit rundem Profil (Abs. F),
7. Anwendung von Gleit- und Kugellagern (Abs. F),
8. Seitenaufprallwelle ist sowohl eine gegenüber den Erfindungen nach Abs. 1 bis 5 verbesserte Schutzvorrichtung zur direkten und indirekten Einleitung der Seitenaufprallenergie als auch ein Sensor zur Erkennung der Seitenaufprallenergie mit erweiterten Aufgaben (Abs. I) zur Lösung der 5. und 6. Forderung,
9. Sperrmechanismus zum Öffnen bei Seitenkollision (Abs. H),
10. Sollbruchstellen zum Öffnen bei Seitenkollision (Abs. H),
11. Schwenkvorrichtung zur Insassenverlegung (Abs. K),
12. Hintereinandergeschaltete Ersatzsysteme (Abs. L),
13. Vorrichtung zur Längsverstellung des Sitzes (Abs. G) und
14. Vorrichtung zur Höhenverstellung des Sitzes (Abs. G) zur Lösung der 7. Forderung.

Gegenüber allen Seitenairbags bieten die erfindungsgemäßen Ersatzsysteme folgende Vorteile:

- entscheidend höhere Überlebenschance durch den Abbau der Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Stoß-, Winkelbeschleunigung und zur Verkleinerung der Massen-, Drehträgheitskraft mit der Folge, daß alle Verletzungsrisiken geringer sind.
- Insassenverlegung zum Schutz aller Körperteile vor der Intrusion der total deformierten Fahrzeugseite sowie vor der zu Bruch gekommenen Fensterscheibe.
- Überschreitet ein Gegenstand wie Sack Zement von zwei Zentnern den Schwellwert von 500 N beim Seitenaufprall, so reagiert der Sensor für Erkennung der Verformung mit Auslösung des Seitenairbags. Eine teure Reparatur für die Erneuerung des Seitenairbags ist fällig. Dagegen federt das Ersatzsystem ein und aus.
- Unterhalb des Schwellwertes reagiert im Gegensatz zu Seitenairbag das Ersatzsystem auf die Verformung mit dem Ein- und Ausfedern.
- weder Verletzung durch Verbrennung noch Entsorgungsprobleme bei Verzicht auf Gasgenerator.
- Insassenschutz unabhängig von der Längs-, Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes.
- entscheidend höhere Zuverlässigkeit, da sich die Teile der Federungssysteme für die Ersatzsysteme seit mehreren Jahrzehnten in der Praxis bestens bewährt haben.
- keine kostspielige sowie zeitaufwendige FE Arbeit durch Übernahme dieser Teile,
- kein Millionen DM Kostenaufwand für die bei Frontairbags oder Seitenairbags erforderlichen Rückrufaktionen.
- wesentlich geringere Herstellungskosten und
- Kostensenkung durch die hintereinandergeschalteten Ersatzsysteme für die vorderen sowie nachfolgenden Sitze.



Weitere Anwendungs- und Kostenvorteile der Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) gegenüber den herkömmlichen (81a, 82a, 1a, 2a) sind aus Abs. F ersichtlich.

# 5 D1 Ersatzsystem % Seitenairbag

Gegenüber dem Preis von 4339 DM für das Paar Frontairbags des Mercedes und durchschnittlich 3500 DM für das Paar anderer Autohersteller nach Auto Motor und Sport 7/95 ist der Preis von 748 DM für das Paar 15 Liter Seitenairbags des Mercedes E wahrhaftig ein "Geschenk". Dies erlaubt die Fragen, ob die Beschleunigungswerte des Frontairbags in Tabelle 1 erreicht werden und die praxisbezogenen Problemfälle in Abs. B sowie C der Vergangenheit angehören? Mit "Nein" darf man antworten. Trotz der Problemfälle arbeitet die mit Mikrocomputer versehene, wirksamere Sensorik eines Frontairbags nach Abs. 23 und 24 zuverlässiger als die billigeren Sensoren eines Seitenairbags zur Erkennung eines Verformungszustandes nach Abs. 25. Dies ist die Erklärung für die Preisdifferenz von 4339 DM - 748 DM zwischen Front- und Seitenairbag. Da der durch Frontaufprall getätigte Gurtstraffer zur Reduzierung der Beschleunigung für den Seitenaufprall nicht verwendbar ist, muß ein anderer Weg für die Entwicklung des Seitenairbags zum Erreichen der Beschleunigungswerte der Frontairbags bei hohem Zeit- und Kostenaufwand eingeschlagen werden. Werden die Seitenairbags die Beschleunigungswerte des Frontairbags erreichen, so liegen zweifellos die Preise wesentlich höher wegen der technisch schwierigen Lösung zur Anforderung für die sehr kurze Aufblasungszeit, die kleiner als 50% der des Frontairbags betragen muß.

Trotz der Mehrkosten und einer Menge von FE Arbeit seit über zwei Jahrzehnten sind die Fehlauslösungen der Frontairbags in Abs. B2-B4 beängstigend hoch. Zur Ermittlung des Gefährdungssignals (Abs. 23) und der vier Schwellwerte (Abs. 24) für die exakte Insassenvorverlagerung können Versuche weder die Einzelprobleme in realem Unfallgeschehen ansprechen noch jeden einzelnen Unfall beschreiben. Für die Erkennung des Seitenaufpralles eignen sich laut Beschreibung in Abs. B4 weder die zuverlässigeren und wirksameren Beschleunigungssensoren noch die beiden Verfahren in Abs. 23 und 24 zur Verbesserung der Frontaufprallerkennung, da der wichtigste Parameter Fahrzeuggeschwindigkeit für Seitenaufprall bedeutungslos ist und die sehr kurze Aufblasungszeit die Auslösesensorik zum Prüfen, Bilden der Signale und Vergleichen mit den Schwellwerten (ca. 7 Millisek) nicht mehr zuläßt. Diese Argumente sprechen für die zu erwartende Vermehrung der Fehlauslösungen bei Seitenairbags. Aufgrund der Vermehrung der Fehlauslösungen, lokalen Schutzwirkung für den Seitenairbag-geschützten Körperteil, Verdoppelung der Beschleunigungswerte des Frontairbags für ungeschützte Körperteile, Verletzung und des Kollaps der Fahrzeugschürze und anderer Problemfälle lt. Abs. B und C stellt der für Seitencrashtest bestens platzierte Seitenairbag den Kosten- und Nutzeneffekt in realem seitlichem Unfallgeschehen in Frage.

Für die Realisierung des teuersten Ersatzsystems B3 in Fig. 2 und 8 aus einem Stoßdämpfer (ca. 100 DM als Ersatzteilpreis für PKW der unteren Klasse), einer Schraubendruckfeder (60 DM als Ersatzteilpreis aber 10-12 DM als Verkaufspreis ab Federnwerk) und Zubehörteilen (bis 100 DM) stehen die Gesamtkosten bis 260 DM bei entscheidend höherer Zuverlässigkeit und Schutzwirkung gegenüber dem Paar 15 Liter Seitenairbags des Mercedes E. Wesentlich geringer liegen die Herstellungskosten für die Ersatzsysteme B5 aus der mittels einfacher Werkzeuge warmgeformten Blattfeder (3-4 DM) und/oder der aus

den fertigen Flachstählen nebeneinandergelegten Torsionsfeder (1-2 DM) in Fig. 3, 7, 9, 10, 11 und 12

Da die für Federungssysteme vorgesehene Lebensdauer von 1-2 Mill. Lastwechsel nicht erforderlich ist, reduzieren sich die Herstellungskosten enorm für Federelemente, Stoß- und Reibungsdämpfer bei Verzicht auf hochlegierte Stähle. Materialprüfungen z.B. für Oberflächenrauigkeit nach DIN 4762, die engen Fertigungstoleranzen zur Einhaltung der von dem Automobilhersteller vorgegebenen Federkennlinie und bei Verwendung von einfachen Flachstählen als Reibungsdämpfer, von Motorrad-Stoßdämpfern usw.

Über mehrere Jahrzehnten werden Aufbaubeschleunigungen in verschiedener Größe beim Überfahren eines Fahrzeuges über Bodenwellen von allen Federungssystemen erfaßt und abgebaut. Daß die hohen Aufbaubeschleunigungen die Frontairbags in Abs. B4 irrtümlich ausgelöst, aber das Federungssystem nicht außer Gefecht gesetzt haben, ist ein Beispiel der *höheren Zuverlässigkeit* der Federungssysteme gegenüber der teuren Auslösesensorik. Im engen Bauraum bewährten sich in den 70- Jahren die querliegenden Blattfedern bei der Vorderachse des Daf 44, Opel Kadett, GT sowie Olympia und der aus übereinanderliegenden, gebündelten Flachstählen bestehenden, querliegenden Torsionsfeder bei der Vorderachse des VW Käfer, 1600 sowie Transporter, wohlgemerkt *ohne Rückrufaktionen und Versagen*. Somit sind die 3. und 4. Forderung erfüllt.

Je nach *Größe* und nach dem *Verbrauch* der Seitenaufprallenergie durch das Ersatzsystem A1, A2 oder A12 in Fig. 4 sowie Abs. K resultieren aus dem Gleichgewicht gemäß Gl. (1) **drei Zustandsänderungen** der Beschleunigungen:

- 1) Der Einsatz eines der Ersatzsysteme B1-B6 dient sowohl zum Abbau der Seitenaufprallenergie als auch zum flach ansteigenden Verlauf der zeitabhängigen Stoßgeschwindigkeit  $v$  in Fig. 2a, wodurch sich Stoßgeschwindigkeit und Beschleunigungen  $\ddot{O}$  und  $b = \delta v / \delta t$  verringern. Sie sind wesentlich kleiner als die bei herkömmlichem Sitz. Hieraus erklären sich die sehr hohen Meßwerte *mit* und *ohne* Seitenairbag in Tabelle 1. Entscheidend höher sind die Meßwerte anderer Fahrzeuge wegen der geringeren Seitenstruktursteifigkeit, nachgewiesen durch den ADAC Seitencrashtest nach Euro Norm in Seite 2. Bei herkömmlichem Sitz, auch durch die Volvo Verstärkungselemente (100, 101) nach Abs. 16 in Fig. 2 verstärkt, verspürt der auf solchem Sitz sitzende Insasse zusätzlich die Beschleunigungen, die durch die Beanspruchung des Sitzrahmens (3) infolge der Seitenaufprallenergie hervorgerufenen sind. Dank der Erfindungen in Abs. I, J und K zur **direkten** Einleitung der Seitenaufprallenergie in den Fahrzeugboden erfährt der Insasse keine zusätzlichen Beschleunigungen, weil der Sitzrahmen nicht beansprucht wird.
- 2) Im Falle einer sehr großen Seitenaufprallenergie ist Restseitenaufprallenergie übrig geblieben. Zur Verrichtung der Verformungsarbeit und Arbeit zur Verlegung des Insassen in Fig. 1 mithilfe Schwenkvorrichtung wird sie zusätzlich verbraucht.
- 3) Ist trotz allem diese Restseitenaufprallenergie noch nicht ganz verbraucht, so müssen die Arbeiten  $\int F_1 \cdot \delta x_1$  und  $\int F_2 \cdot \delta x_1$  verrichtet werden. Infolge der Zwangsverformung müssen die Federungs- und/oder Reibungsarbeit zusätzlich verrichtet werden, mit der Folge des weiteren Verbrauches und der weiteren Reduzierung der Beschleunigungen.

Durch den enorm hohen Verbrauch der Seitenaufprallenergie zur Verrichtung mehrerer Arbeiten verringern sich entscheidend die von den Beschleunigungen abhängigen Massenträgheitskraft  $F_B$  und Drehträgheitskraft  $F_D$ , denen der Insasse unmittelbar ausgesetzt ist. Beim großen bis totalen Verbrauch tendieren die Verletzungsrisiken und -

schwere sogar gegen Null, besonders nach der Insassenverlegung aus den Gefahrenzonen in Fig. 1 bei  $x_L = -289, -255$  oder  $-455$  mm in Zuordnung zu dem Ersatzsystem A1, A2 oder A12.

Ohne großen FE Aufwand können die bereits erprobten Federbeine, Federungssysteme wie Schrauben-, Tonnen-, Blatt-, Torsionsfeder, Stabilisator, Stoß- und Reibungsdämpfer usw. aus PKW oder Motorrädern für die Ersatzsysteme in Abs. J und K bei Anpassung oder Änderung der Halterungen eingesetzt werden.

## 10 E Gleichgewicht aller Kräfte

Zur Aufstellung des Gleichgewichtes aller Kräfte werden folgende Annahmen und Idealisierung getroffen:

- die Stoßkraft  $F$  ersetze die verteilten Lasten der Seitenaufprallenergie.
- der Oberkörper sei ein Massenpunkt mit Pendellänge  $L$  um Drehachse  $D$  in Fig. 1 bei Vernachlässigung des Kopfes als zweiten Massenpunktes um Halsgelenk als Drehachse.
- der Insasse unterliege den von Winkelbeschleunigung  $\ddot{\varphi}$  sowie Stoßbeschleunigung  $b$  abhängigen Kräften  $F_D$  und  $F_B$ .

Unter Berücksichtigung der für Arbeit verantwortlichen Kräfte, des D'Alembertschen Prinzips, der äußeren Stoßkraft  $F$  und der zeitabhängigen Bewegungsgleichung sei die Gleichung (1) für das Gleichgewicht aller Kräfte formuliert:

$$F = (k_S + k_{F1}) \cdot x + k_{F2} \cdot x_F + k_D \cdot \vartheta + c \cdot v + (m + m_i) \cdot b + J_1 \cdot \ddot{\varphi} / L + F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

$k_S$  = Steifigkeit der Fahrzeugseite,  $k_{F1}$  = Federkonstante der 1. Knautschzone,  $k_{F2}$  = Federkonstante der 2. Knautschzone,  $k_D$  = spezifische Federkonstante der Torsionsfeder,  $c$  = Dämpfungs- oder Reibungsfaktor des Stoßdämpfers,  $m$  = Fahrzeugmasse,  $m_i$  = Masse des Insassen,  $J_1$  = bezüglich der Drehachse  $D$  in Fig. 1 geltendes Massenträgheitsmoment des Insassen,  $x$  = Intrusionsweg in allen Fig. entgegen der  $x$ -Richtung,  $x_F$  = Federweg,  $v$  = Stoßgeschwindigkeit,  $\vartheta$  = Drehwinkel in Fig. 7 und 9,  $b$  = Stoßbeschleunigung,  $L$  = Pendellänge = Abstand des Schwerpunktes des schwingenden Körpers  $S$  vom Drehpunkt  $D$  in Fig. 1,  $\varphi$  = Drehwinkel um die Drehachse in Fig. 1,  $\ddot{\varphi}$  = Winkelbeschleunigung = 2. Ableitung des Winkels  $\varphi$ , Drehträgheitskraft  $F_D = J_1 \cdot \ddot{\varphi} / L$ , Massenträgheitskraft  $F_B = m_i \cdot b$ ,  $F_1$  = für die Verformung des Sitzes verantwortliche Kraft,  $F_2$  = für die Verformung der Verstärkungselemente des Sitzes verantwortliche Kraft,  $F_3$  = für die Arbeit zur Öffnung des Sperrmechanismus und/oder zum Bruch der Sollbruchstellen verantwortliche Kraft,  $F_4$  = für die Arbeit zur Verlegung des auf dem Sitz sitzenden Insassen verantwortliche Kraft. Bezugsquelle: Literatur nach Abs. 26-31 und FEM Werkzeug in Abs 32-34 zur Auslegung und Dimensionierung von Schraubendruckfedern mit beliebigen Kennlinien.

Unter allen Federelementen mit beliebiger Federkennlinie versteht man Blatt-, Drehstab-, Schraubendruck- oder Torsionsfeder, und Stabilisator.

Vergleichbar mit Federung eines Fahrzeuges, sind Federelemente und Federkörperform neben, an sowie unter dem Sitz und Hintersitz aufgrund ihrer Eigenschaft, sich beim Aufbringen von Energie bzw. Kräften zu verformen, für die Aufgaben zum Abfangen von

Stößen geeignet. Stöße und Schwingungen werden in Federungsarbeit eines Federelementes  $A_F = \int k_{F2} \cdot x_F \cdot dx_F$  in Fig. 17 und/oder Federungsarbeit einer Torsionsfeder  $\int M_D \cdot d\vartheta$  in Fig. 7 sowie 9 umgewandelt, sobald die Federelemente und/oder Federkörperform um einen bestimmten Federweg ausgelenkt werden, wodurch die Stoßbeschleunigung

(Aufbaubeschleunigung beim Fahrzeug) kleiner wird und die Beanspruchungen am Sitz und Insassen vermindert werden, weil die Energie in den Fahrzeugboden direkt oder indirekt in Abs. J und K eingeleitet wird.

Im Gegensatz zu den Federelementen mit linearer Federkennlinie sind Federelemente mit progressiver Federkennlinie (Kennung)  $k_{F2}$  in Fig. 17 durch die Aufnahme *größerer* Federungsarbeit bei *kleinem* Bauraum gekennzeichnet. Realisierbar ist die progressive Federkennlinie durch

1. die geometrische Nichtlinearität infolge der großen Verformung (siehe Abs. 32-33).
2. das Abwälzen einseitig unsymmetrischer oder beidseitig symmetrischer Tonnenfeder in Fig. 17 als nichtzylindrische Schraubendruckfeder (11) auf einer Federunterlage (11.15) oder auf beiden Federunterlagen bei Zunahme der Stoßkraft  $F$ . In Abhängigkeit des Abwälzverhaltens und der großen Verformung läßt sich die Veränderung der Stabdurchmesser  $d_1, d_3, \dots, d_n$  in Zuordnung zu ihren Halbkreisdurchmessern  $R_1, R_3, \dots, R_n$  zwecks Spannungsoptimierung mittels FEM nach Abs. 34 vorausberechnen.
3. das Zusammendrücken der Federkörperform wie Hohlkörperform (11a1) aus zwei oder mehreren Kammern oder Hohlspitzenkörperform (11a2) aus zwei- oder mehreren Materialien, die mit unterschiedlichem Elastizitäts- und Gleitmodul gekennzeichnet sind. Als Federkörperformen kommen Materialien aus Gummi, gummi-ähnlichem Kunststoff wie Zell-Polyurethan in Frage.
4. das Abwälzen einer oder mehrerer Zusatzblattfedern  $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$  in Zuordnung zu ihren Krümmungen  $K_1, K_2, \dots, K_n$  auf der Hauptfeder  $Z_0$  der Blattfeder (11c3) in Fig. 11, 12 sowie 17 oder (11c) in Fig. 15 bei Zunahme der Stoßkraft  $F$ . In Abhängigkeit des Abwälzverhaltens und der großen Verformung läßt sich die Veränderung der auszuwalzenden Blattdicken  $t_1, t_3, \dots, t_n$  (siehe Abs. 27) in Zuordnung zu ihren Hebelarmen  $h_1, h_3, \dots, h_n$  zwecks Spannungsoptimierung mittels FEM vorausberechnen. Aufgrund der einfachen Werkzeuge sind die Herstellungskosten einer dieser Blattfedern zweifellos niedriger als die Tonnenfeder. Außerdem können mit Kohlenstoff-, Glas- oder Kevlarfasern verstärkte Kunststoffe wie bei Skiern, durch hohe Energieabsorption bei geringerer Masse gekennzeichnet, zum Einsatz kommen.

Zum Dämpfen (Abklingen) der Schwingungen und zur Einschränkung der Pendelbewegungen sowie Reaktionskräfte durch die Verrichtung der Reibungsarbeit  $\int c \cdot v \cdot \delta x_F$  eignen sich Stoß- oder Reibungsdämpfer. Bei Stoßdämpfern mit, z.B. geschwindigkeitsabhängig progressiver Kennung klingen die Schwingungen mit zunehmender Stoßgeschwindigkeit um so stärker ab.

Aus der Differenz zwischen den beiden Federungsarbeiten  $\int M_D \cdot \delta \theta$  beim Ein- und Ausfedern ergibt sich die Reibungsarbeit der aus Flachstählen zusammengesetzten Torsionsfeder infolge des Reibens der Flachstähle aneinander. Durch Versuche wird diese Reibungsarbeit ermittelt. Nach Definition setzt sich die Federungsarbeit beim Einfedern aus der Federungsarbeit beim Ausfedern und Reibungsarbeit zusammen.

17.03.95

23

## F Achsen, Sitz, Führungs-, Sitzschiene und Kugellager

Alle  $y_{11}$ - bis  $y_{16}$ -,  $y_{11}$ - bis  $y_{16}$ -,  $y_{21}$ - bis  $y_{23}$ -,  $y_{21}$ - bis  $y_{23}$ - Hilfsachsen sowie die  $y_3$ - Hilfsachse der Torsionsfeder in Fig. 7 und 9 sind zueinander und zur  $y$ - Achse des globalen Koordinatensystemes  $xyz$  in allen Fig. parallel. Weil die  $y_1$ - und  $y_2$ - Achsen der Führungsschienen (81, 82) oder (81a, 82a) parallel zur  $y$ - Achse sind, sind die Hilfsachsen parallel zu den  $y_1$ - und  $y_2$ - Achsen.

Alle Achsen und Hilfsachsen für Beifahrer sind identisch mit den für Fahrer. Zum Kennzeichnen werden sie unterstrichen, z.B.  $y_1$ -,  $y_{15}$ - Hilfsachsen in Fig. 4 sowie  $y_1$ -,  $y_{13}$ -,  $y_{14}$ - Hilfsachsen in Fig. 11 und  $y_{23}$ - Hilfsachse in Fig. 12.

Grundlage der allgemeinen Betrachtung seien die Schienen (1, 81) in der  $y_1$ - Achse.

Ein Sitz besteht aus einem Sitzrahmen (3), Sitzkissen (3.1) in Fig. 8, Verbindungsrohr (3.2), Rahmen der Rückenlehne (4) oder Sitzlehne, Rückenkissen (4.1) in Fig. 8, Ersatzsystem, einer Vorrichtung zur Längsverstellung, ggf. einer Vorrichtung zur Höhen- und Neigungsverstellung sowie

- zwei Sitzschienen (1, 2) und ihren zugehörigen Führungsschienen (81, 82) mit rundem Profil (Querschnitt) in Fig. 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10 sowie 11 oder
- zwei Sitzschienen (1a, 2a) und ihren zugehörigen herkömmlichen Führungsschienen (81a, 82a) in Fig. 2, 3 sowie 7. Die Führungsschienen werden wie üblich an dem Fahrzeugboden (6) mittels vier Schrauben (81.4a) in Fig. 7 befestigt.

Aus Sitzkonstruktion ohne Führungs- noch Sitzschienen ergibt sich ein Hintersitz. Allerdings benötigt der Hintersitz einen Unterrahmen (3.10) in Fig. 12 zur Unterbringung des Ersatzsystems A1 in Abs. K.

Aus der großen Anzahl von Patentanmeldungen über die herkömmlichen Führungsschienen (81a, 82a) und Sitzschienen (1a, 2a) sind die Patentanmeldungen in Abs. 19, 20 und 21 für folgende Gegenüberstellung ausersehen. Gegenüber diesen Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) mit offenem und kompliziertem Profil besitzen die Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) mit rundem Profil folgende Vorteile:

- bessere Führungseigenschaft wegen der Einhaltung *einer einzigen Fertigungstoleranz*, Durchmesser  $\pm$  Toleranz. Dagegen bedürfen die Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) nach Abs. 19 *fünf Fertigungstoleranzen* für die beiden Sicherungsleisten und drei Laufbahnen.
- weniger Fertigungskosten wegen der *einzigen Fertigungstoleranz*. Bedingt durch die *komplizierten Profile* der Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) müssen entsprechend *aufwendige Matrizen* für die Herstellung bereitgestellt werden. Genau wie bei der Herstellung von Rohr kann das einfachere und kostengünstigere Prinzip des Lochens angewandt werden.
- weniger Ausschlußquote wegen der *einzigen Fertigungstoleranz*. Aus *mehreren Toleranzbereichen aufgrund der komplizierten Profile* ergibt sich ein großes Spiel zur Anpassung der Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) untereinander. Diesem Problem begegnen die Erfinder in Abs. 21 durch Eindrücken des Rückens der Führungsschiene an drei Stellen zur Verkleinerung des Spieles.
- bessere Gleiteigenschaft bei Verwendung von Kugellagern (1.40) in Fig. 5 und 6, ggf. nach DIN. Im Gegensatz zu dem offenen Profil mit 2-4 Kugeln am Querschnitt können sich *beliebig viele Kugeln am Umfang* jedes runden Querschnittes befinden. Dies erhöht die Tragfähigkeit bzw. Belastungsaufnahme. Diese Notwendigkeit ist aus der Patentanmeldung nach Abs. 19 ersichtlich, indem die großen Kugeln in der dritten Laufbahn durch den Walzkörper nach DE-PS 4141983 ersetzt werden. Dieser Walzkörper weist mehrere sich in Längsrichtung der Laufbahn erstreckende Gleitkörper

und ein in sich geschlossenes Laufband auf. Von diesem Laufband werden die Kugeln für die beiden anderen Laufbahnen gehalten. Allerdings ist diese kostengünstige Lösung als kein genormter Walzkörper teurer als Kugellager (1.40) nach DIN wie Nadellager ohne Innenring nach DIN 617 in Fig. 6 oder Kugellager (1.40) mit Käfig (1.41) oder (1.41a) in Fig. 5.

- *Kostenersparnis für die Standardisierung* bei Einsatz von Kugellagern. Je nach Belastung und Größe des Sitzes (PKW unterschiedlicher Klassen, Bus, LKW) kann die Tragfähigkeit durch Erhöhen oder Kürzen der Anzahl der Kugeln (1.46) oder Kugellager (1.40) in Fig. 5 und 6 entsprechend angepaßt werden, unter Beibehaltung der Führungs- und Sitzschienen. Dies ist bei den herkömmlichen nicht möglich. Die Beispiele veranschaulichen die Bedeutung der Anzahl  $i = 2$  in Fig. 6,  $i = 3$  mit dem Käfig (1.41) und  $i = 2$  mit dem Käfig (1.41a) in Fig. 5.
- *Kostenersparnis für die Standardisierung* bei Einsatz von *symmetrischen* seitlichen Sitzschienen (1.1a). Je nach Belastung und Größe des Sitzes (PKW unterschiedlicher Klassen, Bus, LKW) kann die Steifigkeit durch Erhöhen oder Kürzen der Anzahl der paarweise seitlichen Sitzschienen (1.1a) in Fig. 5 entsprechend angepaßt werden, unter Beibehaltung der Führungsschienen und führenden Sitzschiene (1.1b). Zur Andeutung ist das 2. Paar der seitlichen Sitzschienen in Fig. 5 gestrichelt gezeichnet.
- *weniger Material- und Kostenaufwand* bei Verzicht auf Anpassung der Mehrteile und bei Verwendung weniger Teile. Zweifellos sind die Herstellungskosten nach Erfindungen in Abs. 20 und 21 geringer als die in Abs. 19, aber höher als die z.B. für die Führungs- und Sitzschienen in Fig. 5 wegen mehr Teile, des höheren Fertigungs- und Kostenaufwandes.
- *Möglichkeit zum Drehen um die eigene Achse*. Von den Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) mit offenem Profil unterscheiden sich die Sitzschienen (81, 82, 1, 2) durch die Drehmöglichkeit, die für die Schwenkvorrichtung in Abs. K von Bedeutung ist.
- *höhere Belastung bzw. niedrigere Spannungen* aufgrund geschlossenen Profils. Dies ist ein entscheidendes Kriterium für die Aufnahme der Belastung während des Schwenkens des Sitzes.

Nachdem die Führungsschiene (81, 82) mithilfe Führungsbuchsen (81.3), (81.3a) oder Halteschalen (81.6) und Distanzscheiben (81.15) zum Ausgleichen der Toleranzen in den jeweiligen Halterungen positioniert ist, wird sie fest verschraubt:

- mit den am Fahrzeugboden (6) angeschweißten Halteplatten (81.5) mittels Schrauben (81.4) und Muttern (81.2) in Fig. 8 oder
- mit den am Fahrzeugboden (6) angeschweißten Gehäusen (81.5a) mittels Schrauben (81.4a) in Fig. 14 und 15

Eine andere Montage der Führungsschiene (81, 82) in Verbindung mit der Vorrichtung zur Höhen- und Neigungsverstellung in Fig. 16 wird in Abs. G erläutert.

Die Sitzschiene in Fig. 5, 6, 6a, 13 und 13a läßt sich nach Formgebung wie Druckguß, Strangpressen und Tiefziehen anfertigen. Für ihre zugehörigen Verbindungselemente (1.6) in Fig. 5, 6, 6a und 13a bzw. Schrauben (1.6a) in Fig. 13 zur Befestigung der Sitzschienen an dem Sitzrahmen (3) sind die Gewinde und/oder Befestigungslöcher vorgesehen. Ins. Gußstück aus Aluminiumlegierung in Fig. 6 werden die Muffen (1.28) zur Aufnahme der Schrauben oder Gewindestifte eingeschraubt.

Für Ausgleichen der Toleranzen in x- Richtung beim Zusammenbauen der beiden Sitzschienen mit dem Sitzrahmen kommen die Distanzscheiben (1.15) in Fig. 13 in Verwendung.

Die Sitzschiene (1) wird zusammengebaut aus:

- einer führenden Sitzschiene (1.1b) und einem oder mehreren Paar seitlicher Sitzschienen (1.1a)  $i = 1, 2, \dots, n$  in Fig. 5, die mit dem Sitzrahmen (3) durch Niete mit zylindrischem Kopf (1.7) und Verbindungselemente (1.6) zusammengehalten werden.
- 5 - einer führenden Sitzschiene (1.1d) und einem oder mehreren Paar seitlicher Sitzschienen (1.1c)  $i = 1, 2, \dots, n$  in Fig. 13a, die mit dem Sitzrahmen (3) durch Halbrundnieten (1.7b, 1.7c, 1.7d) z.B. nach DIN 660 und Verbindungselemente (1.6) zusammengehalten werden. Die gestrichelt gezeichneten seitlichen Sitzschienen zeigen  $i = 2$ . Die gestrichelt gezeichneten Bahnen der Halbrundnieten (1.7c, 1.7d) kennzeichnen den freien Verlauf
- 10 um die außen Kanten des Gleitlagers beim Schwenken des Sitzes um die  $y_2$ -Achse, als Nachweis der Nichtberührung.

Zur Verbesserung der Gleiteigenschaft und Erhöhung der Tragfähigkeit zwischen den Führungs- und Sitzschienen unter Berücksichtigung der Standardisierung verspricht

- 15 - Gleitlager (1.40b) mit zwei Kragen in Fig. 13. Dank der Abflachung, mit Spiel  $s$  gekennzeichnet, läßt sich es in das offene Profil der Sitzschiene einschieben. Nach Drehung werden die beiden Kragen mit den beiden Dichtungsringen (1.47) an den zugehörigen Stirnflächen der Sitzschiene mittels Schrauben (1.48) befestigt. Aufgrund der nach oben offen gelegten Sitzschiene in der Patentanmeldung nach Abs. 19 ist ein
- 20 Abdeckband zum Schutz gegen Schmutz vorgesehen. Daher ist die Verwendung der Dichtungsringe optional.
- Gleitlager (1.40c) mit einem Kragen in Fig. 13a. Über den Winkel  $\alpha$  berichtet Abs. H.
- Einsatz einer beliebigen Anzahl von Kugellagern (1.40) bzw. von zwei Kugellagern (1.40) in Fig. 6, bestehend jeweils aus einem Außenring (1.45) und den am Umfang
- 25 zweireihigen Kugeln (1.46), die in jeder Reihe von einem aus zwei Käfigringen (1.43, 1.44) durch Festklemmen fertiggestellten Käfig (1.41b) lagernd gehalten werden. Im fertigen Zustand sind die Käfigringe (1.43, 1.44) ohne Kugel in Fig. 6 veranschaulicht. Durch zwei Sicherungsringe (1.42a) werden die zwei- bzw. beliebigen Kugellager, in allgemein gültiger Formulierung, in der Bohrung der Sitzschiene gesichert.
- 30 - Kugellager (1.40) mit Kugeln am Umfang in beliebigen Reihen bzw. in drei Reihen in Fig. 5 und mit dem Käfig (1.41). Die Aussparung zur Lagerung der Kugel (1.46) entspricht einer Kugelschicht, wodurch die Fertigung sich etwas verteuert. Die in die führende Sitzschiene (1.1b) am Umfang in zwei Reihen durchgesteckten Senknieten (1.42) werden von den seitlichen Sitzschienen (1.1a) gehalten. Von diesen Senknieten
- 35 z.B. nach DIN 661 wird das Kugellager in der Bohrung der Sitzschiene gesichert.
- Kugellager (1.40) mit Kugeln am Umfang in beliebigen Reihen bzw. in zwei Reihen in Fig. 5 und mit dem Käfig (1.41a), dessen Aussparung zur Lagerung der Kugel (1.46) einer Kugelschicht entspricht. Mit Halterungslöchern am Umfang in der Mitte bei  $i =$
- 40 gerade Zahl oder etwa in der Mitte bei  $i =$  ungerade Zahl ist der Käfig versehen. Nach Ausrichten des Schlitzes des Käfigs (1.41a) "a" auf "a<sub>1</sub>" der führenden Sitzschiene (1.1b) werden die Senknieten (1.42) in die Halterungslöcher der Sitzschiene (1.1b) sowie Löcher des Käfigs am Umfang durchgesteckt, zur Sicherung des Kugellagers in der Bohrung der Sitzschiene. Anschließend werden diese Senknieten von den seitlichen Sitzschienen (1.1a) gehalten.
- 45 - Bedingt durch die unterschiedliche Belastung und Größe des Sitzes (PKW unterschiedlicher Klassen, Bus, LKW) kann die Tragfähigkeit durch Erhöhen oder Kürzen der Anzahl der gleichen Teile entsprechend angepaßt werden, unter Beibehaltung der anderen Teile.



Verwendbar ist das Kugellager (1.40) als Ersatz für Gleitlager (1.40b, 1.40c), genauso umgekehrt.

Als Material eignen sich die nach DIN 661 für alle Teile oder die Kunststoffe mit guter Gleiteigenschaft sowie hoher Tragfähigkeit wie das flourhaltige Polymer für den Außenring (1.45) sowie den Käfig (1.41, 1.41a) oder das Tetrafluoräthylen-Hexafluorpropylen Copolymer für die Kugel (1.46).

#### G Vorrichtung zur Längs- und Höhen- sowie Neigungsverstellung

Für die Nichtverwendbarkeit der herkömmlichen Vorrichtungen sprechen folgende Gründe:

- die Erfinder in Abs. 19, 20 und 21 konnten die Gegebenheit aus den herkömmlichen Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) mit kompliziertem Profil konstruktiv nützlich machen. Diese Gegebenheit ist auf die Schienen (81, 82, 1, 2) mit rundem Profil leider nicht übertragbar.
- Scheitern an der 5. und 6. Forderung in Abs. C.

Folgende Vorteile gegenüber der BMW-Vorrichtung zur Höhen- sowie Neigungsverstellung des Sitzes in Abs. 22 bieten die erfindungsgemäßen Vorrichtungen HN1 und HN2:

- niedrigere Spannung wegen des geschlossenen Profils. Dies ist von großer Bedeutung für die Verlegung des Insassen zum Abbau der Seitenaufprallenergie.
- Einhaltung der kleineren Fertigungstoleranzen mit den Vorteilen wie weniger Ausschußquote und besseres Gleiten.
- Verbesserung der Eigenschaft zur Höhen- und Neigungsverstellung im Vergleich mit Eingriff der Verzahnungen ineinander.
- niedrigere Einbauhöhe.

Folgende zwei Vorrichtungen L1 und L2 zur *Längsverstellung* in Fig. 9 und 11 ermöglichen die Drehung des Sitzes bzw. der Sitzschiene (2) um ihre eigene y2- Achse:

Nach Einrasten des Drahtendes des Auslösekabels (12b) in das Halteloch der L-Profil Zahnschiene (13) der Vorrichtung L1 in Fig. 9 wird das gestrichelt gezeichnete Auslösekabel außerhalb der Insassenzelle in die Konsole (6.1) in Fig. 4 zur Montage des anderen Drahtendes an dem Griff (12.1) gebracht. Der Griff läßt sich genauso am Schweller oder Sitzrahmen anbringen. Die Halterungen (13.3) sind an dem Fahrzeugboden (6) mithilfe Schrauben (13.2) befestigt. Als Lagerbolzen sind die Enden der Zahnschiene in den mit Gleitbuchsen versehenen Bohrungen der zwei Halterungen drehbar gelagert. Diese Zahnschiene trägt eine Mehrzahl von Sperrzähnen.

Vor der Längsverstellung des Sitzes muß die Eingriffstellung der beiden mit dem U-Profil Verstärkungsblech (10.1) bereichsweise verstärkten Kanten des Verstärkungselementes (10b) in den Sperrzähnen der Zahnschiene durch Schwenken der Zahnschiene nach Hochziehen des Griffes zuerst entriegelt werden. Nach Erreichen der gewünschten Sitzpositionierung in y- Richtung wird der Griff zur Freigabe des Sperrens losgelassen. Unter Druckkraft der Feder (13.4) dreht sich die Zahnschiene um ihre Achse in die Grundstellung zurück. In der Eingriffstellung sind ihre Sperrzähne in den Kanten verriegelt, falls erforderlich zum Einrasten nach leichtem Hin- und Herbewegen des Sitzes. Dabei drückt die Feder (13.4) über die Zahnschiene (13) die an der Zahnschiene angeschweißten Haltescheiben (13.1) gegen den Fahrzeugboden (6).

Wohlgemerkt können die vier Kanten der beiden Verstärkungselemente (10b) für die Verriegelung mit einer verlängerten Zahnschiene (13) genauso vorgesehen werden.



17.08.95

27

An der Befestigungsschraube (13.5) mit der mit größerem Außendurchmesser versehenen Unterlegscheibe (13.6) z.B. nach DIN 9021 ist die Sperrplatte (13a) der Vorrichtung L2 in Fig. 11 schwenkbar gelagert und von den beiden Führungsbügeln (13.7, 13.8) seitlich geführt. An der Innenseite tragen die Führungsschienen (81, 82, 81, 82) eine Mehrzahl von Kerben oder Schlitten. Sie sind an der Innenseite der Führungsschienen (81, 82) in Fig. 11 gezeichnet.

Vor der Längsverstellung des Sitzes muß die Eingriffstellung der beiden Kanten der Sperrplatte in den Schlitten an den Führungsschienen (81, 82) durch Schwenken der Sperrplatte nach Hochziehen des Auslösebügels (13.9) zuerst entriegelt werden. Nach Erreichen der gewünschten Sitzpositionierung in y- Richtung wird der Auslösebügel zur Freigabe des Sperrens losgelassen. Infolge der Rückstellkraft der Rückstellfeder (13.4a) dreht sich die Sperrplatte um die Achse der Befestigungsschraube (13.5) in die Grundstellung zurück. In der Eingriffstellung sind ihre Kanten in den Schlitten an den Führungsschienen verriegelt, falls erforderlich zum Einrasten nach leichtem Hin- und Herbewegen des Sitzes. Dabei zieht die Rückstellfeder (13.4a) die Sperrplatte gegen die Kanten der geschlittenen Führungsschienen.

Mit der Möglichkeit zur Schwenkung des Sitzes um die y2- Achse, wie bei L1 und L2, sind die Vorrichtungen HN1 und HN2 zur Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes in Fig. 16 gekennzeichnet.

Da die Führungs-, Sitzschienen (81, 82, 1, 2) und die Teile der Vorrichtung identisch sind, werden nur die Führungs- und Sitzschienen (81, 1) in Betracht gezogen. An dem aus Schraube (81.4b), Mutter (81.13) und Unterlegscheiben (81.7) bestehenden Verbindungselement des Gehäuses (81.5b) ist die Führungsschiene (81) drehbar gelagert und im Gehäuse von der Gleit- und Führungsbuchse (81.3), ggf. unter Zuhilfenahme der Distanzscheiben (81.15) zum Ausgleichen der Einbautoleranzen, seitlich geführt. Zur besseren Fixierung bei Drehung der Führungsschienen (81, 82) um die gemeinsame Drehachse der Verbindungselemente in beiden Gehäusen (81.5b) kommt die Spannhülse (81.16) z.B. nach DIN 1481 oder 7346 in Frage. Nach Fixierung durch Einstecken des Paßstiftes (81.9) in den Fahrzeugboden wird dieses Gehäuse mit dem durch das U-Profil Verstärkungselement (6.5) verstärkten Fahrzeugboden (6) mittels Schrauben (81.10), Unterlegscheiben (81.11) und Muttern (81.12) verschraubt.

Von der Gleit- und Führungsbuchse (81.3) sowie von der in den Nuten an den Seitenwänden der beiden Gehäuse (7) geführte Schwenkwelle (81.20) ist jede Führungsschiene (81, 82) im Gehäuse seitlich und um die gemeinsame Drehachse der Verbindungselemente schwenkbar geführt. Zwei Splinte (81.22) und Unterlegscheiben (81.21) übernehmen die Sicherung der beiden Enden der Schwenkwelle. Mithilfe eines rechteckigen Distanzrahmens (7.6) und der zugehörigen Verbindungselemente (7.7) wird die feste Verbindung der beiden Gehäuse (7) der Führungsschienen (81, 82) miteinander realisiert, bei Verwendung von Distanzscheiben (7.15) zum Ausgleichen der Einbautoleranzen in x- Richtung. Die beiden Gehäuse (7) sind von ihren jeweiligen Wellen (7.1) geführt. Mittels Schrauben (7.3), Unterlegscheiben (7.5) und Muttern (7.4) werden die Enden der Welle in den beiden Gehäusen (7.2) an dem verstärkten Fahrzeugboden (6) befestigt.

In Abhängigkeit von dem Platzverhältnis in der B-Säule ist der Einsatz des Gehäuses (7) oder (7a) zur Innen- oder Außenlagerung der y16- Hilfsachse.

Dank der erfindungsgemäßen Merkmale können sich die beiden Gehäuse (7) in ihren y16- und y26- (nicht gezeichneten) Hilfsachsen gemeinsam bewegen. Durch diese gemeinsame Bewegung in y- Richtung verändert sich die Geometrie der in den Nuten der beiden

Gehäuse geführten Schwenkwelle (81.20). Zwecks Begrenzung der Sitzbewegung in y1-

17.08.95

und y2- Achsen wird jede Führungsschiene durch Splint (81.8) gesichert. Aus dieser geometrischen Veränderung resultiert eine Drehung der beiden Führungs- und Sitzschienen um die gemeinsame Drehachse. Dies hat zur Folge, daß sich die Höhe und Neigung des Sitzes verändern. Fig. 16 veranschaulicht die Kinematik des Sitzrahmens (3), Rahmens der Sitzlehne (4) und des Schnittpunktes O und U zwischen dem Rahmen (4) und dem Sitzrahmen (3) aus der Normalposition des Sitzes in Abhängigkeit der Höhenveränderung  $h_O$  oder  $h_U$ .

Bei Vorrichtung HN1 trägt die mit dem Gehäuse (7) mittels Schrauben (7.11) und Muttern mit dem Distanzrahmen (7.6) fest verschraubte Sperrplatte (7.10) eine Mehrzahl von Sperrlöchern. Vor der Höhenverstellung muß die Eingriffstellung des Sperrstiftes (7.12) im Sperrloch mit "b-b"- Achse der Sperrplatte (7.10) durch Hochziehen des Sperrstiftes zuerst entriegelt werden. Nach Erreichen der gewünschten Höhen- und Neigungsverstellung rastet der unter Druckkraft stehende Sperrstift nach Loslassen zur Freigabe in ein Sperrloch z.B. mit "n-n"- Achse, falls erforderlich nach leichtem Hin- und Herbewegen des Sitzes. In der Eingriffstellung wird der Sitz schwenkfest gehalten.

Bei Vorrichtung HN2 trägt der Zahnschiene (7.10a) wie (13) in Fig. 9 eine Mehrzahl von Sperrzähnen. Als Lagerbolzen sind die Enden der Zahnschiene in den mit Gleitbuchsen (10.3) versehenen Bohrungen der zwei U-Profil Querstreben (10.2) drehbar gelagert. Jede Querstrebe wird an den gegenüberliegenden Sitzfüßen des Sitzrahmens (3) befestigt. Vor der Höhenverstellung muß die Eingriffstellung der Sperrzähnen der Zahnschiene in den Kanten des Distanzrahmens (7.6) durch Drehen der Zahnschiene gegen Uhrzeigerrichtung zuerst entriegelt werden. Nach Erreichen der gewünschten Höhen- und Neigungsverstellung wird die Zahnschiene zur Freigabe des Sperrrens losgelassen. In der gezeichneten Uhrzeigerrichtung dreht sich die Zahnschiene infolge der Rückstellkraft der (nicht gezeichneten) Schenkelfeder wie (2.3) in Fig. 15 zum Einrasten der Sperrzähne in die Kanten, falls erforderlich nach leichtem Hin- und Herbewegen des Sitzes. In der Eingriffstellung bzw. Grundstellung wird der Sitz schwenkfest gehalten, weil die Zahnschiene durch Rückstellkraft der Schenkelfeder gegen die an den beiden Kanten des Distanzrahmens (7.6) angeschweißte Wand gedrückt wird.

Dank des Einsatzes einer nicht eingezeichneten Spannhülse wie (81.16) für jedes Gehäuse (7) läßt sich solches Gehäuse ohne Schwenkwelle außerhalb der Sitzfertigung fertigtstellen. Ferner dienen die beiden Spannhülsen zur besseren Führung in den Nuten der beiden Gehäuse (7). Dann kann es als Baueinheit der Sitzfertigung zugeführt werden. Nach Durchstecken der Schwenkwelle in die beiden Spannhülsen werden ihre Enden mittels Splinten (81.22) und Unterlegscheiben (81.21) gesichert.

Verwendbar sind ebenso die Kugellager (1.40) für das Gleiten des Gehäuses (7) in y16- Hilfsachse.

#### H Sollbruchstelle und Sperrmechanismen zum Aufheben des Sperrzustandes

Nach Überschreitung eines Schwellwertes als Grenze wie Last 500 N nach Abs. 16 in Seite 3 Zeile 48 wird der Seitenairbag bei Seitenkollision aufgelöst bzw. aufgeblasen. Verantwortlich für die Arbeit zum Öffnen des Sperrmechanismus und/oder zum Bruch der Sollbruchstellen ist die Kraft  $F_3$  aus Gl. (1) als Schwellwert. Allerdings bietet diese Erfindung gegenüber Seitenairbags einen *entscheidenden Vorteil*, daß das Ersatzsystem im

17.08.95

Gegensatz zu Seitenairbag auf jede Verformung unterhalb des Schwellwertes mit Ein- und Ausfedern reagiert.

Die Einsatzbeispiele von verschiedenen Blattfedern mit oder ohne Torsionsfedern in Fig. 3, 9, 10, 11, 12, 14 und 15 für die Sperrmechanismen S1, S2, S3 und S4 kennzeichnen die Einsatzmöglichkeit *anderer* Federelemente wie der Schraubendruckfeder (11), Federkörperform (11a1) im Verbund mit dem Stoßdämpfer (11.10) in Fig. 2 und 8. Somit eignen sich die Sperrmechanismen für alle Federelemente mit oder ohne Stoß- bzw. Reibungsdämpfer.

Bei der Verlegung des Insassen in Fig. 1 mittels einer Schwenkvorrichtung in Fig. 4 sowie Abs. K liegt die Aufgabe zur Freigabe für das Schwenken des Sitzes oder Sitzrahmens (3) nach Aufheben des Sperrzustandes bei Überschreitung eines Schwellwertes der Erfindung folgender Sperrmechanismen zugrunde:

Über den Führungs- und Schwenkhebel (5) in Fig. 14 übt die Stoßkraft  $F$  Torsionsmoment aus. Dieser von der Abstützschiene (5.10) geführte Hebel wird mit der Führungsschiene (81) mittels Verbindungselement (5.1) verschraubt. Nach Überschreitung der Spannungsgrenze als Schwellwert bei  $F_{3B}$  ist Bruch an den nach FEM vorausgerechneten (siehe Abs. 18), *Sollbruchstellen* "b" in Abstand von  $l_m$  und  $l_n$  eingetreten.

Weil diese Führungsschiene (81) mehr als die (82) durch die Fliehkraft während der Rechtskurvenfahrt belastet wird, müssen diese Sollbruchstellen der durch die Fliehkraft hervorgerufenen Beanspruchung widerstehen. Die Erfindung mit diesem Merkmal ist die preiswerteste Lösung.

Andere erfindungsgemäße Merkmale zum Aufheben des Sperrzustandes nach Überschreitung eines Schwellwertes weisen folgende Sperrmechanismen in Fig. 8, 9, 10, 11, 12, 13 und 13a auf:

Beim **Sperrmechanismus S2** in Fig. 8 und 13. Eine Platte (1.10) ist von den Aussparungen der beiden Stege der Sitzschiene (1) geführt. Die Schraube (1.4) sowie Mutter (1.3a) bilden ein Verbindungselement und der Distanzring (1.12), die Schraube (1.2b) sowie Mutter (1.3) das andere Verbindungselement. Durch diese beiden Verbindungselemente (1.4, 1.3a, 1.2b, 1.12, 1.3) wird die Platte in den Aussparungen gesichert. Durch Fräsen oder Stanzen werden die seitlichen Kanten dieser Platte auf Breite  $b$  bearbeitet.

Nach Festklemmen der beiden Drähte nach Durchschieben des Auslösedrahtendes (12) ins Loch der Platte erfolgt das Einschieben des anderen Drahtendes mit der Distanzhülse (1.16) ins Loch des Federtellers (11.13). Mittels der hinter und vor dem Federteller befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde jeder Distanzhülse lassen sich die gleichen Spiele für die beiden Auslösedrähte (12) einstellen.

Aus der Federkraft  $F_{3A}$  zur Überwindung des Spieles als Federweg und der Kraft  $F_{3B}$  zum Bruch der Sollbruchstelle "b" der Schaft der Schraube (1.2b) resultiert die Federkraft  $F_3$  als Schwellwert beim Einfedern der Schraubendruckfeder (11). Nach Überschreitung dieser Federkraft  $F_3$  ziehen die Auslösedrähte (12) die beiden Platten bei Zunahme der Stoßkraft weg. Somit fallen diese Platten von alleine auf den Boden herunter, weil  $b < \text{Breite der Aussparung } b_1$  ist.

Die Welle (1.11) gleitet in den Gleitbuchsen (1.22) des Gehäuses (1.20) in Fig. 13a. Gegen die Wand des Gehäuses (1.20) in Fig. 13a wird die Feder (1.25) zuerst zusammengedrückt, um die Baueinheit S31 unter Federkraft mittels eines nicht gezeichneten

Hilfsstiftes (1.26b) vorläufig zu sichern. Somit läßt sich die Baueinheit S31 des Sperrmechanismus S3 außerhalb der Sitzfertigung fertigstellen. Das Gehäuse der Baueinheit S31 wird mittels Schrauben (1.21) an dem Verstärkungselement (10b) des Sitzrahmens (3) in Fig. 9, 10 und 11 befestigt. Nach Durchschieben in die Löcher der beiden Stegen der Sitzschiene (1) ragt das mit einem Loch versehene Ende der Welle (1.11) aus dem äußersten Steg heraus. Zur Übernahme der endgültigen Sicherung der Welle wird ein Stift (1.2) mit Kopfdurchmesser  $d_2 > d_1$  durch dieses Loch mit Lochdurchmesser  $d_1$  geschoben. Nach diesem Arbeitsvorgang wird der Hilfsstift (1.26b) aus dem Hilfsloch (1.26a) der Welle in Fig. 13a herausgenommen. Unter Vorspannkraft der Feder (Federkraft) kann der im Innenraum des Federtellers (1.27) befindliche Haltestift (1.26) überhaupt nicht herausfallen.

Nach Festklemmen der beiden Drähte nach Durchschieben des Auslösedrahtendes (12a) ins Loch des Stiftes erfolgt das Einschieben des anderen Drahtendes mit der Distanzhülse (1.16) ins Loch des Lenkers (1.71a). Mittels der hinter und vor dem Lenker befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde jeder Distanzhülse lassen sich die gleichen Spiele für die beiden Auslösedrähte (12a) einstellen.

Aus der Federkraft  $F_{3A}$  zur Überwindung des Spieles als Federweg und der nach FEM vorausgerechneten Kraft  $F_{3B}$  zum Herausziehen des Stiftes (1.2) bei Verformung des Kopfdurchmessers des Stiftes  $d_2$  auf  $d_1$  resultiert die Federkraft  $F_3$  als Schwellwert beim Einfedern der Schraubendruckfeder (11). Nach Überschreitung dieser Federkraft  $F_3$  ziehen die Auslösedrähte (12a) die beiden Stifte bei Zunahme der Stoßkraft weg. Im entlasteten Zustand drückt die Feder den Federteller samt Welle zurück.

Nach Zusammenschweißen des Rohres (2.21) mit dem Band (2.2) und der Schwenkplatte (2.20) ist der Schwenkhebel (2.2) in Fig. 15 entstanden. Der Schwenkhebel (2.1) ist Scharnierband mit zwei eingerollten Augen zur Aufnahme der Schwenkbolzen (3.5, 2.8). Am Schwenkbolzen (3.5) der am Sitzrahmen angeschweißten Halteplatten (3.3) in y21- Hilfsachse ist das Auge des Schwenkhebels (2.1) drehbar gelagert. Es wird mittels Splint (2.7) gesichert. Am Schwenkbolzen (2.8) des Schwenkhebels (2.2) in y23- Hilfsachse ist das andere Auge des Schwenkhebels (2.1) drehbar gelagert. Es wird mittels Splint (2.6) gesichert.

Nach Durchstecken der Welle (1.11a) der gleichen Baueinheit S31 des Sperrmechanismus S3 in die Bohrungen der Distanzplatte (2.12) und des Schwenkhebels (2.2) wird das Gehäuse (1.20a) mit dem Rücken des Schwenkhebels (2.1) mittels Schrauben (1.21a) fest verschraubt. Dadurch steht der Schwenkhebel (2.1) mit dem Schwenkhebel (2.2) in Verbindung. Mittels Verbindungselement aus Gewindestift des Sitzrahmens (3), Mutter (2.9), Ösenschraube (2.10) und zwei Muttern (2.11) steht die Distanzplatte (2.12) mit dem Sitzrahmen in Verbindung, wie in Fig. 12 dargestellt. Nach Einstellung werden zwei Muttern (2.11) am Gewinde der Ösenschraube und Mutter (2.9) am Gewinde des Gewindestiftes fest angezogen. Nach Sicherung der unter Federkraft stehenden Welle durch das Kreissegment der am Stift (2.5) drehbar geführten Haltescheibe (2.4) in der Nut der Welle wird der nicht gezeichnete Hilfsstift (1.26b) aus dem Hilfsloch (1.26a) herausgenommen. Die beiden Schwenkhebels (2.1, 2.2) und die Teile beim Sperrmechanismus S4 bilden im Sperrzustand eine feste Schiene (2), wie im Schema in Fig. 4.

Nach Einrasten des Drahtendes des Auslösekabels (12c) in das Halte Loch der L-Profil Haltescheibe erfolgt das Einrasten des anderen Drahtendes ins Halte Loch des Lenkers (1.70) in Fig. 14 und 15. Durch Verschieben der Distanzhülse im Loch des Sitzfußes des Sitzrahmens (3) wird das Spiel bestimmt.

– (1.70a) in Fig. 12. Durch Verschieben der Distanzhülse im Loch der Wand des Unterrahmens (3.10) wird das Spiel bestimmt.

Anschließend werden die vor und hinter dem Sitzfuß oder der Wand befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde der Distanzhülse gegeneinander fest angezogen.

- 5 Der Schenkel der Schenkelfeder (2.5) wird in das Loch der Haltescheibe eingesteckt und der andere U-förmige auf die Kante zur Vorspannung bzw. Rückstellkraft gelegt. Die Einstellung der beiden Muttern (1.17) am Gewinde der Distanzhülse (1.16) und die Größe des Kreissegmentes der Haltescheibe (2.4) beeinflussen den Eingriff des Kreissegmentes in die Nut der Welle (1.1a). Vorausberechnet wird als Schwellwert die
- 10 Federkraft  $F_3$  beim Einfedern des Federelementes (11c) in Fig. 14 oder (11c3) in Fig. 12 bis zur Entriegelung der Eingriffstellung des Kreissegmentes in der Nut durch Rückstellkraft der Schenkelfeder (2.5). Nach Überschreitung dieser Federkraft  $F_3$  löst sich die Verbindung der beiden Schwenkhebel (2.1, 2.2) und Distanzplatte (2.12) auf.
- 15 In Anlehnung an die Sicherheitsvorkehrung zur Unterbringung eines Benzintanks unter dem Hintersitz vor dem Kofferraum muß jedes Sitzteil (C1, C2) des Hintersitzes in Fig. 12 mit zwei Sperrmechanismen S4 ausgestattet werden.

Zum Vermeiden des Aufprallens des Insassen gegen die deformierte Fahrzeugseite bei Überschreitung des Schwellwertes des Sperrmechanismus S1, S2 oder S3 erfolgt das

20 Abstützen der

- Sitzschienen (1) von der Führungsschiene (81) nach Öffnen oder
- Führungsschiene (81) von den beiden Gehäusen (81.5a) oder von der Abstützschiene (5.10) über den Führungs- und Schwenkhebel (5) nach Bruch.

- 25 Zum Abfangen der Fliehkräfte während der Kurvenfahrt ist das offene Profil der Sitzschiene (1) mit einem erfindungsgemäßen Öffnungswinkel von  $\alpha < 180^\circ$  vorgesehen. Nach Öffnen der Sperrmechanismen muß eine Arbeit zur Verformung des Außendurchmessers des Gleitlagers (1.40b, 1.40c) infolge des Verkantens des inneren Steges der Schiene (1) zusätzlich verrichtet werden. Dadurch erhöht sich der Schwellwert  $F_3$ .

30

## I Seitenaufprallwelle und Lenker

Unabhängig von der Längs-, Höhen- und Neigungsverstellung des vorderen Sitzes hat die

35 erfindungsgemäße Seitenaufprallwelle (11.2) gemeinsam mit den zugehörigen Lenkern (1.70, 1.70a, 1.71, 1.71a) im Sinne der 5. und 6. Forderung die Aufgaben:

- 1) zur Erhöhung der Überlebenschance durch die direkte *oder* indirekte Krafteinleitung in den Fahrzeugboden, wodurch der Sitz überhaupt nicht *oder* wenig beansprucht wird.
- 2) zur Erkennung des Seitenaufpralles gegen die Tür und die B-Säule vor dem Sitz bei
- 40 Überschreitung eines oder zwei Schwellwerte
- 3) zum Schwenken im Verbund mit der Schwenkvorrichtung in Abs. K und
- 4) als Schutzvorrichtung für den Insassen vor der Intrusion. In Verbindung mit den Erfindungen nach Abs. J sowie K weist diese Erfindung eine Verbesserung gegenüber den Erfindungen nach Abs. 1.1, 1.2, 1.3, 2, 3, 4, 5 und 16 auf.

- 45 Bei Extrempositionierung des Sitzes nach vorn (entgegen der y- Richtung) erstreckt sich die Länge der Seitenaufprallwelle mit den Lenkern über den Sitz hinaus möglichst bis zur B-Säule, um die Verformung der B-Säule erfassen zu können. Allerdings darf die Länge zumindest bei der normalen Position das Ein- und Aussteigen der Fondpassagiere in keiner Weise behindern.

Zur Verlängerung ist sie mit einem Stoßaufnehmer (11.1) in Fig. 8 oder zwei Stoßaufnehmern (11.1, 11.1a) in Fig. 14 oder einem verlängerten Auge des hinteren Lenkers (1.70a) in Fig. 7, 9, 10 und 11 versehen. Dabei kann das Auge den Umfang eines Stoßaufnehmers annehmen. Zum Schutz gegen Verletzung durch unbeabsichtigtes Stoßen gegen die Augen vor allem mit großem Durchmesser beim Ein- und Aussteigen empfiehlt sich das Überziehen des Auges mit weichem Material wie Gummi oder Kunststoff. Die Enden der Seitenaufprallwelle in allen Fig. werden mittels Sicherungsringen (11.24) z.B. nach DIN 471 Fig. 8, Splinten, Schrauben oder Muttern gesichert.

10 Zweifellos kann das sich über den Sitz erstreckende Rückenteil (11.2) jedes Stabilisators wie (11b) in Fig. 2. als starre Seitenaufprallwelle dienen.

In Verbindung mit *einem oder mehreren Paar* Lenker, ggf. mit den Lagerbolzen verhält sich die Seitenaufprallwelle (11.2) wie ein *Gelenk*. Schwenkbar gelagert ist die Seitenaufprallwelle in folgendem Gelenk:

- 15 – in den von den Schienen (1) seitlich geführten sowie um die y1- Achse drehbaren Lenkern (1.70) und in den von den Halteplatten des Sitzrahmens (3) seitlich geführten sowie an den Lagerbolzen (1.72) um die y11- Hilfsachse schwenkbar gelagerten Lenkern (1.71) in Fig. 4 oder
- 20 – in den von den Schienen (1) seitlich geführten sowie um die y1- Achse drehbaren Lenkern (1.70) in Fig. 8, 14 sowie 15 oder
- in den von den Halteplatten der Sitzfüße des Sitzrahmens (3) seitlich geführten sowie an den Lagerbolzen (1.72) um die y15- Hilfsachse schwenkbar gelagerten Lenkern (1.71a) in Fig. 2 sowie 5 oder
- 25 – in den Lenkern (1.70a), die mit den Lenkern (1.71a) an den gemeinsamen Lagerbolzen (1.72a) um die y14- Hilfsachse schwenkbar gelagert sind. Hierbei sind die Lenker (1.71a) an den Lagerbolzen (1.72) um die y15- Hilfsachse schwenkbar gelagert und seitlich geführt:
- 30 1) von den Halteplatten (81.5c) des Fahrzeugbodens in Fig. 12 oder
- 2) von den Halteplatten der Sitzfüße des Sitzrahmens (3) in Fig. 3, 7, 9, 10 sowie 11.

Zur Lösung der 2. Aufgabe wird die Seitenaufprallenergie in den Fahrzeugboden direkt oder indirekt eingeleitet, durch Durchstecken der Seitenaufprallwelle

- 35 – in das Auge des Stoßdämpfers (11.10) oder Federbeins in Fig. 2 und 8 oder in das Auge der Blattfeder in Fig. 7, 9, 10, 11 und 12 oder
- in die Bohrung des Lenkhebels (20) einer Torsionsfeder in Fig. 9 oder
- in das Rohr (5.3) des Führungs- und Schwenkhebels (5), wobei die Blattfeder (11c) mit dem offenen Auge in Fig. 14 und 15 an das Rohr zwecks freier Verformung frei anlegt.

40

J Abbau der Seitenaufprallenergie durch Federungs- und Reibungsarbeit

Ohne Sperrmechanismen können alle Ersatzsysteme **B1-B6** in Fig. 2 und 3 das Verlegen des Insassen nicht ausführen. Nach Montage des Sperrmechanismus z.B. S1, S2 oder S3 an die zugehörigen Ersatzsysteme entstehen die Ersatzsysteme A2 in Fig. 14, 8 und 9 mit der Drehmöglichkeit um die y2- Achse.

45

Fig. 2 und 3 veranschaulichen die Anwendung aller Ersatzsysteme **B1 bis B6** sowohl für Sitze mit den herkömmlichen Führungsschienen (81a, 82a) als auch für Sitze mit den

Führungsschienen (81, 82). Zur Verdeutlichung der Vertauschbarkeit wird **B61** mit den herkömmlichen Führungsschienen gezeichnet, dagegen **B62** mit den erfindungsgemäßen Führungsschienen. Normalweise kommen ausschließlich dieselben Führungsschienen zum Einsatz.

Bei Anwendung des Assoziativgesetzes ist die Verwendung der herkömmlichen Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) für die andere Ersatzsysteme wie **B2**, **B3**, **B4**, **B5a**, **B5c**, **B5d**, **B6a** und **B6b** in Fig. 2, 8, 9, 10 und 11 konstruktiv möglich, genauso die Verwendung der Schienen (81, 82, 1, 2) für das Ersatzsystem wie **B5b** in Fig. 7.

Das Ersatzsystem **B5b** in Fig. 7 ist ein stellvertretendes Beispiel für die Verwendung der herkömmlichen Schienen (81a, 82a, 1a, 2a) mit folgenden Nachteilen:

- Aufgrund des *nicht runden* Profils kann sich der Sitzrahmen samt Insassen weder um die y1- Achse noch um die y2- Achse schwenken.
- Dadurch ist der Abbau der Energie eingeschränkt. Bei einem vergleichbaren Ersatzsystem z.B. **B5a** werden die Verformungs- und Verlegungsarbeiten nach Abs. K dank des runden Profils der Schienen (81, 82, 1, 2) zusätzlich verrichtet.

Der Abbau der Seitenaufprallenergie durch eines der Ersatzsysteme **B1-B6** in Fig. 2 und 3 unter Zuhilfenahme der Seitenaufprallwelle (11.2) gemeinsam mit den zugehörigen Lenkern ist eine Folge des Verbrauches zur Verrichtung der Federungsarbeiten  $\int k_F \cdot x_F \cdot \delta x_F$  und/oder  $\int M_D \cdot \delta \vartheta$  und/oder Reibungsarbeit  $\int c \cdot v \cdot \delta x_F$  beim Einfedern der Federelemente sowie des Stoß- oder Reibungsdämpfers:

Ersatzsystem **B1** mit zwei aus mehreren (drei gezeichnet) Kammern ausgebildeten Federkörperformen (11a) in Fig. 2 und mit zwei Verstärkungselementen (10a) zur indirekten Krafteinleitung läßt sich mit dem Volvo Sitz hinsichtlich der Meßwerte mit Volvo Seitenairbag in Tabelle 1 vergleichen. Der Volvo Sitzrahmen wird durch die Kraftumleitung nach Abs. 16 unmittelbar beansprucht. Somit wird der Insasse zusätzlich beschleunigt. Die Seitenaufprallenergie wird durch die Verrichtung der Federungsarbeit beim Zusammendrücken der beiden Federkörperformen mit progressiver Kennlinie abgebaut und durch die beiden Verstärkungselemente über den Schienen (2, 82) in den Fahrzeugboden eingeleitet, wodurch der Sitzrahmen weniger beansprucht. Geringere Beschleunigungen bei gleichen Herstellungskosten sind das Ergebnis. Durch die *direkte* Krafteinleitung des anderen, aber teureren Ersatzsystems wie **B5a**, **B5b**, **B6a** oder **B6b** wird der Sitzrahmen überhaupt nicht beansprucht, somit erhöht sich entscheidend die Überlebenschance.

Zur Krafteinleitung wird jede der beiden Verstärkungselemente (10a) in Winkel  $\alpha$  an dem Sitzfuß und an der Innenseite oder Stirnfläche der Schiene (2) mittels Verschrauben, Vernieten, Verschweißen oder Verkleben angebracht.

Jede der beiden Federkörperformen (11a) wird mit der im Stahlring (11.23) befindlichen, durch den Sitzfuß des Sitzrahmens (3) gesteckten Schraube (11.21) mittels Mutter (11.22) fest verschraubt. Auf der Sitzschiene (1) oder (1a) kann dieses Ersatzsystem aufgebaut werden.

Als wirtschaftlichste und technisch zuverlässige Lösung kommen Federkörperformen auch als Anschlag- oder Zusatzfeder (11a1) mit einem anderen Federelement wie Schraubendruckfeder (11) in Fig. 2 und 8 zum Einsatz.

Ersatzsystem **B2** mit Stabilisator (11b) zur indirekten Krafteinleitung in Fig. 2, der sich aus einem sich über den Sitz erstreckenden Rückenteil (11.2) als starre Seitenaufprallwelle und zwei Schenkeln (11.7) zusammensetzt. Nach Einstecken der Lagerbuchsen (11.30, 11.35) in die Schenkel werden die U-förmigen Schrauben (11.31, 11.36) darauf gelegt. Nach Durchstecken in die Befestigungslöcher der an den beiden Sitzschienen (1a, 2a) oder



17.08.95

34

(1, 2) befestigten Verstärkungselemente (10b) werden sie mit Muttern (11.32, 11.37) fest verschraubt.

Über den Rückenteil und die Schenkel wird die Seitenaufprallenergie in den Fahrzeugboden eingeleitet. Durch die Verrichtung der beiden Federungsarbeit beim Eindringen des Rückenteils (11.2) wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut.

**Ersatzsystem B3** mit Mc-Pherson Federbein zur indirekten Krafteinleitung in Fig. 2 und im Verbund mit Sperrmechanismus S2 als Ersatzsystem A2 in Fig. 8. Das Federbein setzt sich aus einer mit zwei Kammern ausgebildeten Hohlkörperform (11a1),

Schraubendruckfeder (11) und einem Stoßdämpfer (11.10) zusammen.

Laut Beschreibung in Abs. I ist das Auge des Stoßdämpfers von der Seitenaufprallwelle (11.2) mit den Lenkern (1.71a) um die y15- Hilfsachse in Fig. 2 oder (1.70) in Fig. 8 um die y1- Achse schwenkbar geführt. Mittels Distanzscheiben (1.31) und zwei Distanzringen (1.30) wird dieses Auge in Bezug auf die Positionierung des mit der Sitzschiene (2) oder

(2a) verschraubten Endes des Federbeins justiert. Mittels Mutter (11.8) wird das mit Gewinde versehene Ende des Federbeins an der mit der Sitzschiene (2) verschraubten Verstärkungshalterung (10c) in Fig. 2 und 8 befestigt. Wie das Mc-Pherson Federbein im PKW- Fahrschemel beweglich gelagert ist, so kann die Gummibuchse (11.12) durch die Nachgiebigkeit die kinematische Veränderung des mit der Seitenaufprallwelle (11.2) verbundenen Federbeins ausgleichen. Bei einer Schwenkvorrichtung wie Ersatzsystem A2 in Fig. 8 ist dagegen ein großer Ausgleich wegen der Drehmöglichkeit um die y2- Achse überhaupt nicht erforderlich.

Über das von der Seitenaufprallwelle (11.2) drehbar geführte Auge des Federbeins wird die Seitenaufprallenergie in die beiden Federn (11, 11a1) und den Stoßdämpfer (11.10)

eingeleitet. Beim Zusammendrücken der Schraubendruckfeder, z.B. Tonnenfeder mit progressiver Kennlinie und Hohlkörperform mit progressiver Kennlinie in Fig. 17 durch die Abdichtungs- und Anschlagbuchse (11.9) wird eine sehr große Federungsarbeit erzielt.

Durch die Verrichtung der zwei Federungsarbeiten der Schraubendruckfeder und Hohlkörperform sowie durch die Verrichtung der Reibungsarbeit durch den Stoßdämpfer beim Einfedern des Federbeins wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut. Ausschließlich über die Führungs- und Sitzschienen (82, 2) wird dann die Seitenaufprallenergie in den Fahrzeugboden eingeleitet.

Bei den beiden Ersatzsystemen B3 und A2 in Fig. 2 und 8 ändert sich die Positionierung des Federbeins mit dem Sitz in y- Richtung durch Längsverstellung des Sitzes.

**Ersatzsystem B4** mit zwei Blattfedern (11c4, 11c1) zur indirekten Krafteinleitung in Fig. 3 und im Verbund mit Sperrmechanismus S3 als Ersatzsystem A2 in Fig. 10.

In dem von der Führungsschiene (82) geführten Auge der Blattfeder (11c4) ist die nicht gezeichnete geräuschkämpfende Gleitbuchse zum besseren Gleiten eingepreßt. Von der Seitenaufprallwelle (11.2) mit den Lenkern (1.70a, 1.71a) um die y2- Achse ist das Auge der Blattfeder (11c4) schwenkbar geführt. Mittels Distanzscheiben (1.31) und zwei Distanzringen (1.30) in jeder Achse werden die Positionierungen der beiden Augen zueinander justiert.

An dem aus Schraube (11.74) und Mutter (11.75) bestehenden Verbindungselement ist das Auge der zweiten Blattfeder (11c1) in Fig. 10 drehbar gelagert. Dieses Auge ist von den beiden mit dem Fahrzeugboden verschweißten Halteplatten (11.73) seitlich geführt. Um das Ein- und Aussteigen der Fondpassagiere nicht zu gefährden, wird das an dem Verbindungselement mit dem Fahrzeugboden drehbar gelagerte Auge der Blattfeder (11c1a) in der Mulde des Fahrzeugbodens versenkt.



Zur freien Verschiebung in y- Richtung während der Verformung gleitet das Ende der Blattfeder (11c1) an dem mit Haltebügel (11.70) durch Haltestift (11.76) fest verbundenen Gleitschuh (11.71).

Über das von der Seitenaufprallwelle (11.2) geführte Auge der Blattfeder (11c4) wird die Seitenaufprallenergie in die Blattfedern (11c4, 11c1) eingeleitet. Zwecks Aufnahme des Drehmomentes stützt sich die Blattfeder (11c4) gegen die Blattfeder (11c1) und gegen die Führungsschiene (82) in Fig. 3 und 10 ab. Die gemeinsame Stützkraft übt Kraft zur Verformung der Blattfedern (11c4, 11c1) aus.

Durch die Verrichtung der zwei Federungsarbeiten der Blattfedern (11c4, 11c1) wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut.

Bei den beiden Ersatzsystemen B4 und A2 ändert sich die Positionierung der unter der Blattfeder (11c1) oder (11c1a) sich frei bewegenden Blattfeder (11c4) mit dem Sitz in y- Richtung durch Längsverstellung des Sitzes.

**Ersatzsystem B5a** mit Blattfeder (11c2) und Torsionsfeder (11d) zur direkten Krafteinleitung in Fig. 3 und im Verbund mit Sperrmechanismus S3 als Ersatzsystem A2 in Fig. 9. Nach Anlegen des steifen Haltebügels (11.50) an die Blattfeder (11c2) sowie die obere Seite der Torsionsfeder (11d) und nach Anbringen der steifen Halteplatte (11.53) an die untere Seite der Torsionsfeder (11d) lassen sich die Blatt- und Torsionsfeder mittels Steckverbindung durch zwei U-förmige Schrauben (11.52) und vier Muttern (11.62) miteinander fest verbinden. Fig. 14 zeigt die Schnittzeichnung mit dem Haltebügel (11.50c) des Ersatzsystems B5d anstatt (11.50).

Die Torsionsfeder besteht aus mehreren Flachstählen, vier in Fig. 9, deren Enden mit Längsloch zum Durchstecken der mit großen Unterlegscheiben (11.55) versehenen Schrauben (11.54) ausgestattet sind. Mittels fester Verschraubung der beiden Schrauben (11.54) mit Muttern (11.56) lassen sich die Flachstähle zu einer Torsionsfeder außerhalb der Sitzfertigung zusammenbauen. Dank der zwei an dem Fahrzeugboden angeschweißten L-Profil Positionierungsplatten (11.58) kann die Torsionsfeder in y- Richtung positioniert werden.

Die beiden steifen Haltebügel (11.51) werden mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.57) fest verschraubt. Zur freien Verschiebung der Torsionsfeder in y3- Richtung während der Verformung ist ein Spiel zwischen jedem Kopf und dem zugehörigen Haltebügel vorgesehen.

Über das von der Seitenaufprallwelle (11.2) lose geführte Auge der Blattfeder (11c2) wird die Seitenaufprallenergie in die beiden Federn (11c2, 11d) eingeleitet. Durch die Verrichtung der beiden Federungsarbeiten der Blatt- und Torsionsfeder bei Drehung um den Winkel  $\theta$  in Fig. 9 wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut.

Als Torsionsfeder kommen auch die (11d1, 11d2, 11d3, 11d4) mit unterschiedlichen Köpfen in Fig. 7 in Frage. Näheres in der Beschreibung des Ersatzsystems B5b.

**Ersatzsystem B5b** mit Blattfeder (11c2) und Torsionsfeder (11d1) zur direkten Krafteinleitung in Fig. 3 und 7. Die Verbindung der beiden Federn (11c2, 11d1) miteinander entspricht der des Ersatzsystems B5a allerdings mit einer konstruktiven Änderung des vierkantigen Haltekörpers bei der Torsionsfeder (11d1).

Der Einsatz mit der herkömmlichen Führungs- und Sitzschienen (81a, 82a, 1a, 2a) für alle Ersatzsysteme ist mit einem bereits erwähnten Nachteil zum Abbau der Seitenaufprallenergie behaftet. Außer diesem Nachteil unterscheiden sich die beiden Ersatzsysteme B5a und B5b von den konstruktiv unterschiedlichen Merkmalen der beiden Köpfe der Torsionsfeder (11d1-11d4) zur Momenteneinleitung durch:

– vier-, sechs- oder beliebig kantige Köpfe oder

- Kerbverzahnung z.B. nach SAE J4986 oder DIN 5481 Profilen oder
- vierkante Köpfe zwecks Bündelung gleicher Torsionsfedern mit denselben Köpfen zu einer Torsionsfeder (11d4).

Die beiden steifen Haltegehäuse (11.51a) werden mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.57) fest verschraubt. Zur freien Verschiebung der Torsionsfeder in y3-Richtung während der Verformung ist ein Spiel zwischen jedem Kopf und dem zugehörigen Haltebügel vorgesehen.

Über das mit der Seitenaufprallwelle (11.2) lose geführte Auge der Blattfeder (11c2) wird die Seitenaufprallenergie in die beiden Federn (11c2) mit (11d1), (11d2), (11d3) oder (11d4) eingeleitet. Durch die Verrichtung der zwei Federungsarbeiten der Blatt- und Torsionsfeder bei Drehung um den Winkel  $\vartheta$  wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut.

**Ersatzsystem B5c mit Torsionsfeder (11d) zur direkten Krafteinleitung in Fig. 3 und im Verbund mit Sperrmechanismus S3 als Ersatzsystem A2 in Fig. 9.** Bei diesem Ersatzsystem handelt es sich um das Ersatzsystem B5a ohne Blattfeder (11c2), die durch einen steifen Lenkhebel (20) zur Kraftübertragung ersetzt wird. Nach Einschieben in das vierkantige Loch des Lenkhebels (20) wird die Torsionsfeder wie (11d) mittels Schraube (20.1) mit dem Lenkhebel fest verschraubt.

Über das mit der Seitenaufprallwelle (11.2) lose verbundene Auge des Lenkhebels (20) wird die Seitenaufprallenergie in die Torsionsfeder (11d) eingeleitet. Durch die Verrichtung der Federungsarbeit der Torsionsfeder bei Drehung um den Winkel  $\vartheta$  wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut.

**Ersatzsystem B5d mit Blattfeder (11c) und Torsionsfeder (11d) zur direkten Krafteinleitung in Fig. 3 und im Verbund mit Sperrmechanismus S1 als Ersatzsystem A2 in Fig. 14.** Nach Anlegen des steifen Haltebügels (11.50c) an die Blattfeder (11c) sowie die obere Seite der Torsionsfeder (11d) und nach Anbringen der steifen Halteplatte (11.53) an die untere Seite der Torsionsfeder (11d) lassen sich die Blatt- und Torsionsfeder mittels Steckverbindung durch zwei U-förmige Schrauben (11.52) und vier Muttern (11.62) miteinander fest verbinden. Der Zusammenbau und die Positionierung der Torsionsfeder (11d) sind in Abs. Ersatzsystem B5a bereits beschrieben.

**Ersatzsystem B6a mit einer querliegenden Blattfeder (11c3) zur direkten Krafteinleitung als Schutzvorrichtung in Fig. 3 sowohl für Fahrer als auch für Beifahrer und im Verbund mit Sperrmechanismus S3 als Ersatzsystem A2 in Fig. 11.** Zum Vermeiden der erhöhten Kantenpressung gegen die verformte Blattfeder ist eine Kurve an der mit der Feder in Berührung gekommenen Seite des Haltestückes ausgebildet. Daher haben das Haltestück (11.50a) in Fig. 11 eine kurvenförmige Seite und Haltestück (11.50b) zwei kurvenförmige Seiten. Nach Durchstecken der Schrauben (11.59) in die Löcher eines Haltestückes (11.50b) oder der beiden Haltestücke (11.50a) wird die unter dem (11.50b) oder zwei Haltestücken (11.50a) liegende Blattfeder (11c3) mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.59) fest verschraubt.

In y- Richtung unabhängig voneinander bewegen sich die beiden Sitze für Fahrer- und Beifahrerseite, wobei die Seitenaufprallwellen (11.2, 11.2) in den zugehörigen geräuschkämpfenden Gleitbuchsen der Augen der Blattfeder (11c3) gleiten.

Durch die Anordnung einer querliegenden Blattfeder (11c3) für Autos mit Frontantrieb als Schutzvorrichtung sowohl für Fahrer als auch für Beifahrer werden Kosten gespart.

Durch die Verrichtung der Federungsarbeit beim Eindringen einer einzigen Blattfeder (11c2) in einer oder beiden Richtungen wird die Seitenaufprallenergie zur Verringerung der Beschleunigungen abgebaut.

Ersatzsystem B6b mit einer querliegenden Blattfeder (11c3) zur direkten Krafteinleitung als Schutzvorrichtung in Fig. 3 für Fahrerseite oder für Beifahrerseite im Verbund mit Sperrmechanismus S3 als Ersatzsystem A2 in Fig. 11. Nach Durchstecken der Schrauben (11.59) in die Löcher des Haltestückes (11.50b) mit zwei kurvenförmigen Seiten wird die unter dem Haltestück (11.50b) liegende Blattfeder (11c3) mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.59) fest verschraubt.

#### K Abbau der Seitenaufprallenergie durch Arbeit zur Verlegung des Insassen

Zur Schwenkung des Sitzes um die y1- und/oder y2- Achsen hat ein Ersatzsystem A1, A2 oder A12 in Fig. 4 bei Seitenkollision die Aufgaben

- 1) zur Verlegung des Insassen aus Gefahrenzonen wie der zum Bruch gekommenen Fensterscheibe und/oder der deformierten Fahrzeugseite in die Fahrzeugmitte mittels der erfindungsgemäßen Schwenkvorrichtung nach Überschreitung eines oder zwei Schwellwerte der Sperrmechanismen.
- 2) zum Abbau der Seitenaufprallenergie durch Verformungs- und Verlegungsarbeiten, die aufgrund der *Zwangsverformung* von einem oder mehreren Federelementen und/oder Stoß- oder Reibungsdämpfer geleistet werden müssen.

Als Folge des *zweistufigen* Verbrauches der Seitenaufprallenergie verringern sich entscheidend die Beschleunigungen. Nach dem totalen Verbrauch tendieren sie und die Verletzungsrisiken sogar gegen Null.

Laut Beschreibung in Abs. H ist jeder Sperrmechanismus mit einem Schwellwert. Als Beispiel für den Zusammenbau zu einem Ersatzsystem A1, A2 oder A12 ist stellvertretend das Ersatzsystem A2 in Tabelle 2 nach Montage eines einzigen Sperrmechanismus an ein Ersatzsystem B3, B4, B5a, B5c, B5d, B6a oder B6b aus Abs. J. Die modulare Bauweise erlaubt eine Vielzahl von Ersatzsystemen, mehr als in Tabelle 2.

Aus einem dieser Ersatzsysteme B1-B6 oder einem Federelement und einem oder mehreren Sperrmechanismen S1-S4 mit einem oder zwei Schwellwerten setzt sich ein Ersatzsystem A1, A2 oder A12 in Tabelle 2 zusammen:

Ersatzsystem A	Ersatzsystem B	Sperrmechanismus S	Federelement
A1 ohne S1 in Fig. 15		S4	Blattfeder (11c)
A1 für Hintersitz in Fig. 12		S4	Blattfeder (11c3)
A2 in Fig. 8	B3	S2	
A2 in Fig. 9	B5a oder B5c	S3	
A2 in Fig. 10	B4	S3	
A2 für Fahrer und Beifahrer in Fig. 11	B6a	S3	
A2 in Fig. 11	B6b	S3	
A2 in Fig. 14	B5d	S1	
A12 in Fig. 15		S1 und S4	Blattfeder (11c)

Die Arbeitsweise der Schwenkvorrichtungen in Fig. 4 wird in der Beschreibung folgender Ersatzsysteme schematisiert:

- Ersatzsystem A1 ohne S1 in Fig. 15
- Ersatzsystem A2 in Fig. 8

5 - Ersatzsystem A12 in Fig. 15

Unter Wirkung der Aufprallwelle (11.2) mit den der drehbaren Lenkern durch Zunahme der Stoßkraft  $F$  oder durch Intrusion nach Überschreitung eines oder zwei Schwellwerte schwenkt sich der Sitz der in Tabelle 2 aufgestellten Ersatzsysteme samt Insassen um die  $y_1$ - und/oder  $y_2$ - Achsen in die Fahrzeugmitte:

10 **Ersatzsystem A1 ohne S1 in Fig. 15 mit einem Schwellwert.** Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf den Führungs- und Schwenkhebel (5) aus. Nach Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  löst sich die Verbindung der beiden Schwenkhebel (2.1, 2.2) und der Distanzplatte (2.12) beim Sperrmechanismus S4 auf. Drehbar und unabhängig voneinander sind von jetzt an die beiden Schwenkhebel (2.1, 2.2) um die Hilfsachsen und  $y_2$ - Achse.

15 Unter Wirkung der zunehmenden Stoßkraft  $F$  bzw. Intrusion drückt die verformte Blattfeder (11c) über den Hebel (5) die steife Auslöseplatte (14) des Sitzrahmens (3) hoch. Während sich der Sitzrahmen (3) um die  $y_1$ - Achse schwenkt, verändern sich die drehbaren Schwenkhebel (2.1, 2.2) kinematisch nach folgender Arbeitsweise entsprechend dem Schema in Fig. 4:

- Durch Intrusion, Gewicht des Sitzes und des Insassen schwenkt sich der Schwenkhebel (2.2) um die  $y_2$ - Achse bis zum Fahrzeugboden (6) gegen Uhrzeigerrichtung.
- Der an dem Schwenkbolzen des Sitzes in  $y_{21}$ - Hilfsachse drehbar gelagerte Schwenkhebel (2.1) dreht sich an um die  $y_{23}$ - Hilfsachse des gemeinsamen Schwenkbolzens (2.8) in Uhrzeigerrichtung bis zur Berührung mit dem Rohr (2.21) des Schwenkhebels (2.2) oder mit der Konsole (6.1) oder bis zur Berührung der deformierten Fahrzeugschürze mit den Führungs- sowie Sitzschienen (81, 1) oder bis zur Ausstreckung der beiden Lenker (1.70, 1.71).
- Der Sitz schwenkt sich um die  $y_1$ - und  $y_2$ - Achsen.

30 - Unter der Annahme, daß sich die Berührung mit dem Rohr (2.21) des Schwenkhebels (2.2) bei Drehwinkel  $\varphi$  und Intrusionsweg  $x_1$  in Fig. 4 ereignet hat, verändert sich die Kinematik des Sitzes mit der Folge, daß der Insassen verlegt wird.

Grundlage der kinematischen Berechnung unter Annahme der Punkt-Darstellung des Gelenkes mit der Aufprallwelle (11.2) in Fig. 4 ist folgende Maße: Sitzbreite  $w_s = 500$  mm, freie Breite  $w_T$  zwischen Sitz und Tür in Fig. 2 = 100 mm Sitzhöhe = 250 mm, Oberkörpergröße = 900 mm. Bei der Insassenverlegung stellt die Auslenkung der Kopfmitte um  $x_L = -289$  mm bei  $z_L = -107$  mm in Fig. 1 eine optimale Erhöhung der Überlebenschance in Seitenkollision dar.

40 **Ersatzsystem A1 für Hintersitz in Fig. 12.** Laut Beschreibung in Abs. H muß jeder Unterrahmen (3.10) oder (3.10) mit zwei Sperrmechanismen S4 ausgestattet werden. Sie werden mit dem Fahrzeugboden mittels Halbrundnieten (82c) sowie (82c) schwenkbar vernietet und sind in  $y_2$ - sowie  $y_2$ - Achsen drehbar.

Der geteilte Hintersitz hat zwei Sitzteile (C1, C2). Das Sitzteil (C1) setzt sich aus einem steifen Sitzrahmen (3) und Unterrahmen (3.10) zusammen. An den beiden Schwenkbolzen (3.5c) in y1- Achse und Schwenkbolzen (3.5) der S4 ist der Unterrahmen (3.10) schwenkbar gelagert. Durch diese Lagerung und die feste Verbindung mit den beiden Distanzplatten (2.12) der S4 wird der Unterrahmen (3.10) schwenkfest gehalten.

Über die Scharniere (40, 40) stehen die beiden Sitzrahmen (3, 3) mit den zugehörigen Unterrahmen (3.10, 3.10) in Verbindung. Dank der drehbaren Scharniere lassen sich diese Sitzrahmen (3, 3) nach Entriegelung zur Vergrößerung des Laderaumes umklappen.

Mittels Schrauben (11.59) und eines (11.50b) oder zwei Haltestücke (11.50a) in Fig. 11 wird die querliegende Blattfeder (11c3) mit dem Fahrzeugboden fest verschraubt. Die Konstruktion einer einigen Blattfeder (11c3) zum Schutz der auf dem Hintersitz sitzenden Fondpassagiere erspart Kosten.

Nach Einschieben in die Löcher der steifen Halterungsplatten (14.3) des Unterrahmens (3.10) wird das Auslöserrohr (14a) mittels zwei nicht gezeichneten Sicherungsringen gesichert.

Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F_c$  Kraft auf die Blattfeder (11c3) aus. Nach Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  lösen sich die beiden Verbindungen der

Schwenkhebel (2.1, 2.2) und Distanzplatten (2.12) bei den beiden Sperrmechanismen auf. Drehbar und unabhängig voneinander sind von jetzt an die beiden Schwenkhebel (2.1, 2.2)

um die Hilfsachsen und y2- Achse. Bei Zunahme der Stoßkraft  $F_c$  wird die Blattfeder (11c3) weiter verformt. Durch Intrusion kommt die verformte Blattfeder (11c3) mit dem steifen Auslöserrohr (14a) zuerst in Kontakt und dann drückt es hoch. Während sich der Unterrahmen (3) um die y1- Achse schwenkt, verändern sich die drehbaren Schwenkhebel (2.1, 2.2) kinematisch nach der Arbeitsweise entsprechend der Beschreibung des

Ersatzsystems A1 ohne S1 in Fig. 15. Allerdings entspricht die zu erwartende Verlegung des Insassen mit der Auslenkung der Kopfmitte nicht den Ergebnissen des Ersatzsystems A1 ohne S1 in Fig. 15 wegen der konstruktiven Bedingung für den Spalt  $s$  zwischen den beiden Sitzteilen (C1) und (C2) in Fig. 3. Dieser Spalt ist verantwortlich für das Nichtverhaken der beiden Sitzteile untereinander

– während der voneinander unabhängigen Schwenkung um die y1- und/oder y2- Achsen sowie um die y1- und/oder y2- Achsen oder

– während des Umklappens um die jeweiligen Achsen der Scharniere

**Ersatzsystem A2** in Fig. 8. Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf das aus zwei Federelementen (11a1), (11) und einem Stoßdämpfer (11.10) bestehende Federbein bzw. Ersatzsystem **B3** aus. Nach Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  der zwei gleichen Sperrmechanismen S2 lösen sich die beiden Verbindungen der Sitzschienen (1) mit offenem Profil und der Führungsschiene (81) auf. Drehbar ist von jetzt an der Sitzrahmen (3) um die y2- Achse.

Durch Intrusion schwenkt sich der Sitz samt Insassen um die y2- Achse auf folgende Arbeitsweise nach dem Schema in Fig. 4:

– Durch Intrusion, Gewicht des Sitzes und des Insassen dreht sich der Sitzrahmen (3) um die y2- Achse in Uhrzeigerrichtung bis zur Berührung mit der Konsole (6.1) oder bis zur Ausstreckung der beiden Lenker (1.70, 1.71) oder bis zur Berührung der deformierten Fahrzeugtür mit den Führungs- sowie Sitzschienen (81, 1).

– Der Sitz schwenkt sich um die y2- Achse.

– Unter der Annahme, daß sich die Ausstreckung bei Intrusionsweg  $x_1$  in Fig. 4 ereignet hat, verändert sich die Kinematik des Sitzes mit der Folge der Insassenverlegung, daß die Auslenkung der Kopfmitte um  $x_L = -255$  mm bei  $z_L = 27$  mm in Fig. 1 eine Erhöhung der Überlebenschance darstellt.

Ersatzsystem A2 in Fig. 9. Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf das aus zwei Federelementen (11c2), (11d) und einem Reibungsdämpfer (11d) bestehende Ersatzsystem B5a oder B5c aus. Nach Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  der zwei gleichen Sperrmechanismen S3 lösen sich die beiden Verbindungen der Sitzschienen (1) mit offenem Profil und der Führungsschiene (81) auf. Drehbar ist von jetzt an der Sitzrahmen (3) um die  $y_2$ - Achse.

Durch Intrusion schwenkt sich der Sitz um die  $y_2$ - Achse, wobei der Insasse mit der gleichen Auslenkung wie Ersatzsystem A2 in Fig. 8 verlegt wird.

Ersatzsystem A2 in Fig. 10. Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf das aus zwei Federelementen (11c4) und (11c1) oder (11c1a) bestehende Ersatzsystem B4 aus. Nach Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  der zwei gleichen Sperrmechanismen S3 lösen sich die beiden Verbindungen der Sitzschienen (1) mit offenem Profil und der Führungsschiene (81) auf. Drehbar ist von jetzt an der Sitzrahmen (3) um die  $y_2$ - Achse.

Durch Intrusion schwenkt sich der Sitz um die  $y_2$ - Achse, wobei der Insasse mit der gleichen Auslenkung wie Ersatzsystem A2 in Fig. 8 verlegt wird.

Ersatzsystem A2 für Fahrer und Beifahrer in Fig. 11. Über die Seitenaufprallwelle (11.2) üben die Stoßkräfte  $F$  und/oder  $\underline{F}$  Kraft auf das aus einem Federelement (11c3) bestehende Ersatzsystem B6a aus. Nach Überschreitung der Schwellwerte  $F_3$  und/oder  $\underline{F}_3$  der Sperrmechanismen S3 lösen sich die beiden Verbindungen der Sitzschienen (1) mit offenem Profil sowie der Führungsschiene (81) und/oder die beiden Verbindungen der Sitzschienen (1) mit offenem Profil sowie der Führungsschiene (81) auf. Drehbar sind von jetzt an der Sitzrahmen (3) um die  $y_2$ - Achse und/oder der Sitzrahmen (3) um die  $y_2$ - Achse.

Durch Intrusion unter Wirkung der Stoßkräfte  $F$  und/oder  $\underline{F}$  schwenken sich der Sitz um die  $y_2$ - Achse und/oder der Sitz um die  $y_2$ - Achse, wobei der Fahrer und/oder Beifahrer mit der gleichen Auslenkung wie Ersatzsystem A2 in Fig. 8 verlegt werden.

Ersatzsystem A2 in Fig. 11. Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf das aus einem Federelement (11c3) bestehende Ersatzsystem B6b aus. Nach Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  der zwei gleichen Sperrmechanismen S3 lösen sich die beiden Verbindungen der Sitzschienen (1) mit offenem Profil und der Führungsschiene (81) auf. Drehbar ist von jetzt an der Sitzrahmen (3) um die  $y_2$ - Achse.

Durch Intrusion schwenkt sich der Sitz um die  $y_2$ - Achse, wobei der Insasse mit der gleichen Auslenkung wie Ersatzsystem A2 in Fig. 8 verlegt wird.

Ersatzsystem A2 in Fig. 14. Durch Stoßkraft  $F$  dreht sich der Hebel (5) um den Drehwinkel  $\beta$ , wobei unter Wirkung des Gewichtes des Sitzes und Insassen reiben die Kanten des der Hebels (5) mit der Abstützschiene (5.10). Bei Drehung des Hebels um  $\beta$  kommt die Berührung der Blattfeder (11c) mit der Auslöseplatte (14) zustande. Laut Beschreibung des Sperrmechanismus S1 in Abs. H addieren sich  $F_{3A}$  für die Einfederungsarbeit und  $F_{3C}$  für die Reibungsarbeit und  $F_{3B}$  für die Arbeit zum Bruch der Sollbruchstellen "b" zum gesamten Schwellwert  $F_3$ . Von großer Bedeutung für die Ermittlung des Schwellwertes  $F_3$  ist somit das Spiel  $s_0$  oder  $s_1$  zwischen der Blattfeder (11c) und der steifen Auslöseplatte (14) bei Drehwinkel  $\beta$ .

Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf den Führungs- und Schwenkhebel (5) aus. Durch Intrusion und nach Bruch bei Überschreitung des Schwellwertes  $F_3$  schwenkt die verformte Blattfeder den Sitz um die  $y_2$ - Achse, wobei der Insasse mit der gleichen Auslenkung wie Ersatzsystem A2 in Fig. 8 verlegt wird.

17.08.95

42

Ersatzsystem A12 in Fig. 15 mit *zwei* Schwellwerten. Über die Seitenaufprallwelle (11.2) übt die Stoßkraft  $F$  Kraft auf den Führungs- und Schwenkhebel (5) aus. Nach Überschreitung des *ersten* Schwellwertes  $F_3$  des *ersten* Sperrmechanismus S4 löst sich die Verbindung der beiden Schwenkhebel (2.1, 2.2) und der Distanzplatte (2.12) beim Sperrmechanismus S4 auf, wie beim Ersatzsystem A1 ohne S1 in Fig. 15. Nach Überschreitung des *zweiten* Schwellwertes  $F_3$  des *zweiten* Sperrmechanismus S1 bei Zunahme der Stoßkraft ist Bruch der Sollbruchstellen "b" eingetreten, wie beim Ersatzsystem A2 in Fig. 14. Die Überlagerung der bereits beschriebenen Arbeitsweisen der beiden Ersatzsysteme A2 und A1 liefert die Arbeitsweise des Ersatzsystems A12 zur Schwenkung des Sitzes um die  $y_1$ - und  $y_2$ - Achsen entsprechend dem Schema in Fig. 4. Bei Drehwinkel  $\phi$  und Intrusionsweg  $x_1$  in Fig. 4 kommt das Ersatzsystem A12 mit dem Rohr (5.3) des Schwenkhebels (2.2) in Berührung. Bei der Insassenverlegung stellt die Auslenkung der Kopfmitte um  $x_L = -455$  mm bei  $z_L = -138$  mm in Fig. 1 die *maximale* Erhöhung der Überlebenschance bei Seitenkollision dar.

#### L Hintereinandergeschaltete Ersatzsysteme

Zur Hintereinanderschaltung der Ersatzsysteme für die vorderen und nachfolgenden Sitze bei Verwendung eines einzigen längsliegenden Teiles verfolgt die Erfindung Kostensenkung. Unter dem Begriff "vordere und nachfolgende Sitze" versteht man die  $n$ -reihigen Sitze aus der 1., 2. bis zur  $n$ . Sitzreihe, z.B. zweireihige Sitze bei PKW und zwei- oder dreireihige Sitze bei Großlimousinen.

# Patentansprüche

1. Hilfsachsen der Teile der Ersatzsysteme, dadurch gekennzeichnet, daß sie

- zu den y1- und y2- Achsen der Führungsschienen (81, 82) bzw. (81a, 82a) oder
- zueinander parallel sind.

2. Seitenaufprallwelle (11.2) als Schutzvorrichtung zur Erkennung des Seitenaufpralles, die in den Augen der beiden steifen Lenker (1.70a) oder Lenker (1.70) drehbar gelagert ist und deren Enden mittels Sicherungsringen (11.24), Splinten, Schrauben oder Muttern gesichert werden, nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,**

- daß sich die Länge der Seitenaufprallwelle mit den Lenkern über den Sitz hinaus möglichst bis zur B-Säule bei Extrempositionierung des Sitzes nach vorn erstreckt oder
- daß zur Verlängerung sie mit einem (11.1) oder zwei Stoßaufnehmern (11.1, 11.1a) oder einem verlängerten Auge des hinteren Lenkers versehen ist, wobei zum Schutz gegen Verletzung durch unbeabsichtigtes Stoßen gegen die Augen vor allem mit großem Durchmesser beim Ein- und Aussteigen das Überziehen des Auges mit weichem Material wie Gummi oder Kunststoff zu empfehlen ist.

3. Anordnung der schwenkbar und seitlich geführten Seitenaufprallwelle (11.2) nach

Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Seitenaufprallwelle in folgendem aus *einem oder mehreren Paar* Lenker bestehendem Gelenk schwenkbar gelagert ist:

- in den von den Schienen (1) seitlich geführten sowie um die y1- Achse drehbaren Lenkern (1.70) *und* in den von den Halteplatten des Sitzrahmens (3) seitlich geführten sowie an den Lagerbolzen (1.72) um die y11- Hilfsachse schwenkbar gelagerten Lenkern (1.71) oder
- in den von den Schienen (1) seitlich geführten sowie um die y1- Achse drehbaren Lenkern (1.70) oder
- in den von den Halteplatten der Sitzfüße des Sitzrahmens (3) seitlich geführten sowie an den Lagerbolzen (1.72) um die y15- Hilfsachse schwenkbar gelagerten Lenkern (1.71a) oder
- in den Lenkern (1.70a), die mit den an den Lagerbolzen (1.72) schwenkbar gelagerten Lenkern (1.71a) an den gemeinsamen Lagerbolzen (1.72a) um die y14- Hilfsachse schwenkbar gelagert sind, wobei die Lenker (1.71a) von den Halteplatten der Sitzfüße des Sitzrahmens (3) oder von den Halteplatten (81.5c) des Fahrzeugbodens seitlich geführt sind.

4. Seitenaufprallwelle zur Krafteinleitung nach Ansprüchen 1-3, gekennzeichnet durch Durchstecken

- in das Auge des Stoßdämpfers (11.10) oder Federbeins oder
- in das Auge der Blattfeder (11c, 11c2, 11c3, 11c4) oder
- in die Bohrung des Lenkhebels (20) einer Torsionsfeder oder
- in das Rohr (5.3) des Führungs- und Schwenkhebels (5), wobei die Blattfeder (11c) mit dem offenen Auge an das Rohr frei anlegt.

5. Seitenaufprallwelle zur Krafteinleitung nach Ansprüchen 1-2, gekennzeichnet durch Rückenteil (11.2) eines Stabilisators (Federelementes) als Ersatz.



6. Positionierung des Auges des Stoßdämpfers oder der Blattfeder (11c4) in der Seitenaufprallwelle nach Ansprüchen 3-4, gekennzeichnet durch Verwendung der Distanzringe (1.30) und Distanzscheiben (1.31).

5 7. Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) zur Verringerung der Spannung, Verbesserung der Führungseigenschaft und Möglichkeit zum Drehen nach Ansprüchen 4-5, gekennzeichnet durch rundes Profil (runden Querschnitt).

10 8. Sitzschiene (1) in Verbindung mit einem Sperrmechanismus zum Öffnen nach Anspruch 7, gekennzeichnet durch offenes Profil.

9. Verfahren zur Fertigung der Führungs- und Sitzschienen (81, 82, 1, 2) nach Ansprüchen 7-8, gekennzeichnet durch

- 15 – Formgebung wie Druckguß, Strangpressen und Tiefziehen, wobei ins Gußstück aus Aluminiumlegierung die Muffen (1.28) zur Aufnahme der Schrauben oder Gewindestifte eingeschraubt werden, und/oder
- 20 – Bildung einer Sitzschiene (1) aus einer führenden Sitzschiene (1.1b) oder (1.1d) und einem oder beliebigem Paar seitlicher Sitzschienen (1.1a) oder (1.1c) durch Zusammenhalten mittels Nieten (1.7, 1.7a, 1.7b, 1.7c, 1.7d) und/oder Verbindungselementen (1.6).

10. Anbringen der Sitzschienen (1) an dem Sitzrahmen (3) nach Ansprüchen 7-9, gekennzeichnet durch Verschrauben, Vernieten, Verschweißen oder Verkleben.

25 11. Ausgleichen der Toleranzen in x- und z- Richtung bei der Montage der Sitzschienen an den Sitzrahmen nach Anspruch 10, gekennzeichnet durch Verwendung von Distanzscheiben (1.15).

30 12. Positionierung der Führungsschiene (81, 82) nach Ansprüchen 7 und 9, gekennzeichnet durch Verwendung von

- zwei Führungsbuchsen (81.3) oder zwei Paar Führungsbuchsen (81.3a) zur Lagerung der Führungsschiene (81, 82) und Distanzscheiben (81.15) zum Ausgleichen der Toleranzen in den Halteplatten (81.5) oder in den Gehäusen (81.5b, 7, 7a) oder
- 35 – zwei runden Halteschalen (81.6) zur Fixierung der Führungsschiene (81, 82) in den runden Gehäusen (81.5a).

13. Anordnung der Führungsschiene (81, 82) nach Anspruch 12, gekennzeichnet durch

- feste Verschraubung mittels Verbindungselementen (81.4, 81.2) mit den Halteplatten (81.5), die an dem Fahrzeugboden (6) angeschweißt sind, oder
- 40 – feste Verschraubung mittels Schrauben (81.4a) mit den Gehäusen (81.5a), die an dem Fahrzeugboden (6) angeschweißt sind, oder
- drehbare Lagerung an den Verbindungselementen (81.4b, 81.7, 81.13, ggf. 81.16) der an dem Boden (6) angeschweißten Gehäuse (81.5b) sowie Führung in den Nuten der Gehäuse (7) oder (7a) der Vorrichtung zur Höhen- und Neigungsverstellung, deren
- 45 Gehäuse (7.2) mit dem Fahrzeugboden (6) verschraubt sind.

14. Verbesserung der Gleiteigenschaft und Erhöhung der Tragfähigkeit nach Ansprüchen 4-13, gekennzeichnet durch

- Gleitlager (1.40b) mit zwei Kragen, wobei dank der Abflachung es sich in das offene Profil der Sitzschiene einschieben läßt und nach Drehung die beiden Kragen mit den beiden Dichtungsringen (1.47) mit den zugehörigen Stirnflächen der Sitzschiene mittels Schrauben (1.48) fest verschraubt werden; wohlgeemerkt ist die Verwendung der Dichtungsringe zum Schutz gegen Schmutz optional, oder
- Gleitlager (1.40c) mit einem Kragen oder
- Einsatz einer beliebigen Anzahl von Kugellagern (1.40), bestehend jeweils aus einem Außenring (1.45) und den am Umfang zweireihigen Kugeln (1.46), die in jeder Reihe von einem aus zwei Käfigringen (1.43, 1.44) durch Festklemmen fertiggestellten Käfig (1.41b) lagernd gehalten werden, wobei die beliebigen Kugellager in der Bohrung der Sitzschiene durch zwei Sicherungsringe (1.42a) gesichert werden, oder
- Kugellager (1.40) mit Kugeln (1.46) am Umfang in beliebigen Reihen, die in der einer Kugelschicht ähnlichen Aussparung eines Käfigs (1.41) gelagert sind, wobei die durch die führende Sitzschiene am Umfang in zwei Reihen gesteckten Senknieten (1.42) zur Sicherung des Kugellagers in der Bohrung der führenden Sitzschiene von den seitlichen Sitzschienen (1.1a) gehalten werden, oder
- Kugellager (1.40) mit Kugeln am Umfang in beliebigen Reihen, die in der einer Kugelschicht ähnlichen Aussparung eines Käfigs (1.41a) gelagert sind, dessen Schlitz "a" auf "a<sub>1</sub>" der führenden Sitzschiene (1.1b) ausgerichtet wird, wonach die in die Halterungslöcher der führenden Sitzschiene am Umfang und Löcher des Käfigs durchgesteckten Senknieten (1.42) zur Sicherung des Kugellagers in der Bohrung der führenden Sitzschiene von den seitlichen Sitzschienen (1.1a) gehalten werden.

15. Sperrmechanismus S1 zum Sperren mittels fester Verbindung der Führungsschiene (81) mit dem Führungs- und Schwenkhebel (5) durch Verbindungselement (5.1) nach Ansprüchen 1-7 und 13-14, gekennzeichnet durch Sollbruchstellen an der Innen- oder Außenseite der in den Gehäusen (81.5a) verschraubt gelagerten Enden der Führungsschiene (81).

16. Sperrmechanismus S2 zum Sperren mittels einer von den Aussparungen der beiden Stege der Sitzschiene (1) geführten Platte (1.10) nach Ansprüchen 1-8 und 13-14, dadurch gekennzeichnet, daß die durch zwei Verbindungselemente (1.4, 1.3a, 1.2b, 1.12, 1.3) in den Aussparungen gesicherte Platte und die mit einem Gleitlager versehene Sitzschiene (1) ein geschlossenes Profil zum Halten der Führungsschiene (81) bilden.

17. Sperrmechanismus S3 oder S4 zum Sperren mittels einer aus einer Welle, Feder, einem mit dem Verstärkungselement (10b) oder Schwenkhebel (2.1) fest verschraubten Gehäuse, einem im Innenraum des Federtellers (1.27) befindlichen Haltestift bestehenden Baueinheit S31, deren Welle unter Federkraft durch einen Hilfsstift (1.26b) vorübergehend gesichert ist, nach Ansprüchen 1-8 und 13-14, dadurch gekennzeichnet,

- daß die durch die beiden Löcher der Sitzschiene (1) geschobene Welle (1.11) und die mit einem Gleitlager versehene Sitzschiene (1) ein geschlossenes Profil zum Halten der Führungsschiene (81) bilden, wobei der Haltestift (1.26) aus dem Hilfsloch (1.26a) der Welle (1.11) herausgenommen wird, nach Sicherung durch Einstecken eines Stiftes (1.2) in das Loch des Wellenendes, oder

- daß die durch die Welle (1.11a) zusammengehaltenen, schwenkbaren Schwenkhebel (2.1, 2.2) und die durch die Welle sowie das aus Gewindestift, Muttern (2.9, 2.11), Ösenschraube (2.10) bestehende Verbindungselement gehaltene Distanzplatte (2.12) eine feste Sitzschiene (2) bilden, wobei der Hilfsstift (1.26) aus dem Hilfsloch (1.26a) herausgenommen wird, nach Sicherung der unter Federkraft stehenden Welle durch das Kreissegment der am Stift (2.5) drehbar geführten Haltescheibe (2.4) in der Nut der Welle und nach Sicherung der von der Schenkelfeder (2.3) vorgespannten Haltescheibe durch Einstellung der beiden Muttern (1.17a) am Gewinde der Distanzhülse (1.16a) des Auslösekabels (12c).

18. Anordnung der beiden Auslösedrähte (12), (12a) oder Auslösekabel (12c) zum Ausgleichen der beiden Spiele nach Ansprüchen 16-17, gekennzeichnet, durch Verbindung

- eines ins Loch des Federtellers (11.13) eingeschobenen Auslösedrahtendes (12) mit der Platte (1.10) mittels Festklemmen der beiden Drähte nach Durchschieben des anderen Drahtendes ins Loch der Platte, wonach das Spiel durch Verschieben der Distanzhülse (1.16) in dem Loch des Federtellers bestimmt wird und anschließend die vor und hinter dem Federteller befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde der Distanzhülse gegeneinander fest angezogen werden.
- eines ins Loch des Lenkers (1.71a) eingeschobenen Auslösedrahtendes (12a) mit dem Stift (1.2) mittels Festklemmen der beiden Drähte nach Durchschieben des anderen Drahtendes ins Loch des Stiftes, wonach das Spiel durch Verschieben der Distanzhülse (1.16) in dem Loch des Lenkers bestimmt wird und anschließend die vor und hinter dem Lenker befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde der Distanzhülse gegeneinander fest angezogen werden.
- eines ins Halteloch des Lenkers (1.70) eingerasteten Drahtendes des Auslösekabels (12c) mit dem Halteloch der L-Profil Haltescheibe (2.4) durch Einrasten des anderen, wonach das Spiel durch Verschieben der Distanzhülse (1.16) in dem Loch des Sitzfußes bestimmt wird und anschließend die vor und hinter dem Sitzfuß befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde der Distanzhülse gegeneinander fest angezogen werden.
- eines ins Halteloch des Lenkers (1.70a) eingerasteten Drahtendes des Auslösekabels (12c) mit dem Halteloch der L-Profil Haltescheibe (2.4) durch Einrasten des anderen, wonach das Spiel durch Verschieben der Distanzhülse (1.16) in dem Loch der Wand des Unterrahmens (3.10) bestimmt wird und anschließend die vor und hinter der Wand befindlichen Muttern (1.17) am Gewinde der Distanzhülse gegeneinander fest angezogen werden.

19. Aufheben des Sperrzustandes bei Überschreitung eines Schwellwertes nach Ansprüchen 15-18, gekennzeichnet durch

- Bruch der Sollbruchstellen beim Sperrmechanismus S1 oder
- Herunterfallen der Platte beim Sperrmechanismus S2, weil Breite der Platte  $b < \text{Breite der Aussparung } b_1$  ist, oder
- Zurückziehen der unter Federkraft stehenden Welle beim Sperrmechanismus S3 oder

- 5 – Auflösen der Verbindung der beiden Schwenkhebel (2.1, 2.2) und Distanzplatte (2.12) infolge der Entriegelung der Eingriffstellung des Kreissegments in der Nut beim Sperrmechanismus S4, worauf sich unter Wirkung des Gewichtes des Insassen und Sitzes der Schwenkhebel (2.2), an dessen Schwenkbolzen (2.8) der Schwenkhebel (2.1) drehbar gelagert ist, um y2- Achse dreht, mit der Folge, daß die Kinematik des am Schwenkbolzen (3.5) des Sitzes drehbar gelagerten Schwenkhebels (2.1) Einfluß auf die Schwenkung des Sitzes nimmt.
- 10 20. Vermeiden des Aufprallens des Insassen gegen die deformierte Fahrzeugseite wegen des Senkens der Sitzschienen (1) bei Einsatz des Sperrmechanismus S1, S2 oder S3 nach Anspruch 19, **gekennzeichnet durch** Abstützen der
  - Sitzschienen (1) von der Führungsschiene (81) nach Öffnen oder
  - Führungsschiene (81) von den beiden Gehäusen (81.5a) oder von der Abstützschiene (5.10) über den Führungs- und Schwenkhebel (5) nach Bruch.
- 15 21. Anordnung eines Verstärkungselementes (10a) zur Kraffteinleitung nach Ansprüchen 4-5, **gekennzeichnet durch** schräges Anbringen des Verstärkungselementes in Winkel  $\alpha$  an dem Sitzfuß des Sitzrahmens und an der Innenseite oder Stirnfläche der Sitzschiene (2) mittels Verschrauben, Vernieten, Verschweißen oder Verkleben.
- 20 22. Jedes der Ersatzsysteme B1-B6 zur Verrichtung der Federungsarbeiten und/oder Reibungsarbeit
  - nach Ansprüchen 1 bis 14 und 21 (*mit den Schienen (81, 82, 1, 2)*) oder
  - nach Ansprüchen 1 bis 6 und 21 in Verbindung mit den *herkömmlichen Schienen (81a, 82a, 1a, 2a)*,**gekennzeichnet durch** Einsatz von einem oder mehreren Federelementen und/oder einem und/oder mehreren Federkörperformen und/oder einem und/oder mehreren Stoß- bzw. Reibungsdämpfern.
- 30 23. Progressive Federungsarbeit bei Zunahme der Stoßkraft nach Anspruch 22, **gekennzeichnet durch**
  - Abwälzen einseitig unsymmetrischer oder beidseitig symmetrischer Schraubendruckfeder (11) auf einer Federunterlage (11.15) oder auf beiden Federunterlagen oder
  - Abwälzen einer oder mehrerer Zusatzblattfedern  $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$  in Zuordnung zu ihren Krümmungen  $K_1, K_2, \dots, K_n$  auf der Hauptfeder  $Z_0$  der Blattfeder (11c3, 11c) oder
  - Zusammendrücken der Federkörperform wie Hohlkörperform (11a1) aus mehreren Kammern oder wie Hohlspitzenkörperform (11a2) aus zwei- oder mehreren Materialien, die unterschiedliches Elastizitäts- und Gleitmodul aufweisen.
- 35 24. Material der Seitenaufprallwelle, Führungs- und Sitzschiene, des Federelementes, Lenkers, Kugellagers, Käfigs sowie Außenringes, nach einem der Ansprüche 3-23, **gekennzeichnet durch** Verwendung von Metall, Verbundmaterialien, glasfaserverstärkten oder nichtmetallischen Werkstoffen.
- 40 25. Anordnung nach Ansprüchen 21-24, **gekennzeichnet durch** feste Verschraubung
  - der Mutter (11.22) mit der im Stahlring (11.23) befindlichen, durch den Sitzfuß des Sitzrahmens (3) gesteckten Schraube (11.21) einer der beiden Federkörperformen (11a) beim mit zwei Verstärkungselementen (10a) versehenen Ersatzsystem B1.

- 5 - der Muttern (11.32, 11.37) mit den U-förmigen Schrauben (11.31, 11.36) beim **Ersatzsystem B2**, nachdem diese Schrauben über die durch die beiden Schenkel (11.7) des Stabilisators (11b) geschobenen Lagerbuchsen (11.30, 11.35) umgelegt und in die Befestigungslöcher der an den beiden Sitzschienen (1a, 2a) oder (1, 2) angeschweißten Verstärkungselemente (10b) durchgesteckt sind.
- 10 - der Mutter (11.8) mit dem mit Gewinde versehenen Ende des aus einer Hohlkörperform (11a1), Schraubendruckfeder (11) und einem Stoßdämpfer (11.10) bestehenden Federbeins beim **Ersatzsystem B3**, nachdem das andere Ende des Federbeins samt Gummibuchse (11.12) in die mit der Sitzschiene (2) oder (2a) fest verschraubte Verstärkungshalterung (10c) eingesteckt sind.
- 15 - der Mutter (11.75) mit der durch das Auge der zweiten Blattfeder (11c1) oder (11c1a) und durch die mit dem Fahrzeugboden verschweißten Halteplatten (11.73) gesteckten Schraube (11.74) beim **Ersatzsystem B4**, wobei das Ende dieser Blattfeder an dem mit Haltebügel (11.70) durch Haltestift (11.76) fest verbundenen Gleitschuh (11.71) gleitet, worunter sich die erste Blattfeder (11c4), deren Auge mit Gleitbuchse versehen und von der Führungsschiene (82) geführt ist, in y2- Richtung frei bewegen kann.
- 20 - der Muttern (11.62) mit den U-förmigen Schrauben (11.52) nach Anlegen an die steife Halteplatte (11.53), die aus mehreren Flachstählen mit Längsloch an den Enden zur gemeinsamen Verbindung mittels Schrauben (11.54), Unterlegscheiben (11.55) sowie Muttern (11.56) zusammengebaute Torsionsfeder (11d) sowie die Blattfeder (11c2) und nach Stecken durch die Löcher des steifen Haltebügels (11.50) beim **Ersatzsystem B5a**, wonach die Torsionsfeder in den L-Profil Positionierungsplatten (11.58) positioniert wird und von den beiden steifen Haltebügeln (11.51) nach fester Verschraubung mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.57) in y3- Richtung geführt ist.
- 25 - der Muttern (11.62) mit den U-förmigen Schrauben (11.52) nach dem Anlegen an die steife Halteplatte (11.53), das vierkantige Haltekörper der Torsionsfeder (11d1) mit vierkantigen Köpfen sowie die Blattfeder (11c2) und nach dem Stecken durch den steifen Haltebügel (11.50) beim **Ersatzsystem B5b**, wonach die Torsionsfeder in den L-Profil Positionierungsplatten (11.58) positioniert wird und von den beiden steifen Haltegehäusen (11.51a) nach fester Verschraubung mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.57) in y3- Richtung geführt ist.
- 30 - des steifen Lenkhebels (20) mit der durch das vierkantige Loch des Lenkhebels eingeschoben Torsionsfeder (11d) mittels Schraube (20.1) beim **Ersatzsystem B5c**, wonach die Torsionsfeder in den L-Profil Positionierungsplatten (11.58) positioniert wird und von den beiden steifen Haltebügeln (11.51) nach fester Verschraubung mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.57) in y3- Richtung geführt ist.
- 35 - der Muttern (11.62) mit den U-förmigen Schrauben (11.52) nach Anlegen an die steife Halteplatte (11.53), die aus mehreren Flachstählen mit Längsloch an den Enden zur gemeinsamen Verbindung mittels Schrauben (11.54), Unterlegscheiben (11.55) sowie Muttern (11.56) zusammengebaute Torsionsfeder (11d) sowie die Blattfeder (11c) und nach Stecken durch die Löcher des steifen Haltebügels (11.50c) beim **Ersatzsystem B5d**, wonach die Torsionsfeder in den L-Profil Positionierungsplatten (11.58) positioniert wird und von den beiden steifen Haltebügeln (11.51) nach fester Verschraubung mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.57) in y3- Richtung geführt ist.
- 40
- 45

17.08.95

48

- 5

  - der unter einem steifen Haltestück (11.50b) mit zwei kurvenförmigen Seiten oder zwei steifen Haltestücken (11.50a) mit einer kurvenförmigen Seite liegenden Blattfeder (11c3) mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.59) beim Ersatzsystem B6a, nachdem die Schrauben durch die Löcher des Haltestückes (11.50b) oder der beiden Haltestücke (11.50a) gesteckt sind.
  - der unter einem steifen Haltestück (11.50b) mit zwei kurvenförmigen Seiten liegenden Blattfeder (11c3) mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.59) beim Ersatzsystem B6b, nachdem die Schrauben durch die Löcher des Haltestückes (11.50b) gesteckt sind.
- 10

26. Beide Köpfe der Torsionsfeder (11d1-11d4) für Ersatzsystem B5a, B5b, B5c oder B5d nach Anspruch 25, gekennzeichnet durch

  - vier-, sechs- oder beliebig kantige Köpfe oder
  - Kerbverzahnung z.B. nach SAE J4986 oder DIN 5481 Profilen oder
  - vierkantige Köpfe zwecks Bündelung gleicher Torsionsfedern mit denselben Köpfen zu einer Torsionsfeder (11d4).
- 15

27. Ersatzsystem A1, A2 oder A12 als Schwenkvorrichtung bestehend aus

  - einem der Ersatzsysteme B1-B6 oder einem Federelement sowie
  - einem oder mehreren Sperrmechanismen S1-S4 mit einem oder zwei Schwellwerten

20 zur Verlegung des Insassen sowie Verrichtung mehrerer Arbeiten nach Ansprüchen 1 bis 26, gekennzeichnet durch Schwenkung des Sitzes um die y1- und/oder y2- Achsen in die Fahrzeugmitte.
- 25

28. Hintersitz in Verbindung mit Ersatzsystem A1 nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß die durch Spalt s voneinander getrennten Unterrahmen (3.10, 3.10)

  - mit vier Sperrmechanismen S4, welche in y2- sowie y2- Achsen nach Vernieten der Halbrundnieten (82c, 82c) mit dem Fahrzeugboden drehbar gelagert sind,
  - mit vier Lagerbolzen des Fahrzeugbodens (3.5c, 3.5c) in y1- sowie y1- Achsen, an denen die Unterrahmen (3.10, 3.10) drehbar gelagert sind,
- 30

  - mit zwei in die Löcher der steifen Halterungsplatten (14.3, 14.3) des Unterrahmens (3.10, 3.10) gesteckten, mittels Sicherungsringen gesicherten Auslöserohren (14a, 14a)
  - und mit vier Scharnieren (40, 40) zum Umklappen der beiden Sitzteile (C1, C2) ausgestattet sind.
- 35

29. Anordnung zur Hintereinanderschaltung der Ersatzsysteme für die vorderen und nachfolgenden Sitze nach Ansprüchen 22-27, gekennzeichnet durch Verwendung

  - einer längsliegenden Torsionsfeder (11d), (11d1), (11d2), (11d3) oder (11d4), woran die hintereinandergeschalteten Blattfedern oder Lenkerhebel (20) befestigt werden, oder
  - einer längsliegenden Blattfeder (11c1) oder (11c1a), worunter die
- 40

hintereinandergeschalteten Blattfedern (11c4) befindlich sind, die von der Führungsschiene (82) für den vorderen Sitz geführt ist und mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (11.59) bei Verwendung eines Haltestückes (11.50a) für jeden nachfolgenden Sitz fest verschraubt wird, oder

17.08.95

49

- einer längsliegenden Torsionsfeder außerhalb der Insassenzelle, woran die hintereinandergeschalteten Ersatzsysteme der linken und rechten Sitzreihen versetzt befestigt werden, da der Tunnel für die Antriebswelle eines Hinterradantriebes zur Unterbringung dieser Torsionsfeder bei Frontantrieb geeignet ist, oder
- 5 - einer in einer längsliegenden Mulde des Fahrzeugbodens versenkten Torsionsfeder in der Insassenzelle, woran die hintereinandergeschalteten Ersatzsysteme der linken und rechten Sitzreihen versetzt befestigt werden, oder
- zwei neben dem Tunnel längsliegenden versenkten Torsionsfedern in der Insassenzelle, wobei die hintereinandergeschalteten Ersatzsysteme der linken und rechten Sitzreihen an
- 10 den korrespondierenden Torsionsfedern befestigt werden.

30. Vorrichtung L1 zur Längsverstellung des Sitzes nach Ansprüchen 4-27, bestehend aus:

- a) einer L-Profil Zahnschiene (13), deren Enden als Lagerbolzen in den mit Gleitbuchsen versehenen Bohrungen der mit dem Fahrzeugboden mittels Schrauben (13.2) fest verschraubten Halterungen (13.3) drehbar gelagert sind,
- 15 b) einem Auslösekabel (12b) mit einem Drahtende im Halte Loch der Zahnschiene (13), wobei das andere mit dem Griff (12.1) verbunden ist, welcher zur Entriegelung der Eingriffstellung hochgezogen wird und
- c) zwei oder vier Kanten der U-Profil Verstärkungselemente (10b), die jeweils durch das U-Profil Verstärkungsblech (10.1) bereichsweise verstärkt werden,
- 20 dadurch gekennzeichnet, daß die unter Druckkraft der Feder (13.4) stehende Zahnschiene (13) eine Mehrzahl von Sperrzähnen trägt, um den Eingriff mit den zwei oder vier Kanten nach Loslassen des Griffes bei Erreichen der gewünschten Sitzpositionierung in y- Richtung zu ermöglichen, wonach in der Eingriffstellung die Feder (13.4) über die Zahnschiene (13)
- 25 die an der Zahnschiene angeschweißten Haltescheiben (13.1) gegen den Fahrzeugboden (6) drückt.

31. Vorrichtung L2 zur Längsverstellung des Sitzes nach Ansprüchen 4-27, bestehend aus:

- a) einer von den beiden Führungsbügeln (13.7, 13.8) seitlich geführten Sperrplatte (13a),
- 30 die an der mit Unterlegscheibe (13.6) versehenen Befestigungsschraube (13.5) schwenkbar gelagert ist und
- b) einem an der Sperrplatte (13a) angeschweißten Auslösebügel (13.9), welcher zur Entriegelung der Eingriffstellung hochgezogen wird,
- 35 dadurch gekennzeichnet, daß die Führungsschienen (81, 82) eine Mehrzahl von Kerben oder Schlitten an der Innenseite tragen, um den Eingriff mit den beiden Kanten der Sperrplatte nach Loslassen des Auslösebügels bei Erreichen der gewünschten Sitzpositionierung in y- Richtung zu ermöglichen, wonach in der Eingriffstellung die Rückstellfeder (13.4a) die Sperrplatte gegen die Kanten der geschlitzten Führungsschienen zieht.
- 40

32. Vorrichtung HN1 oder HN2 zur Höhen- und Neigungsverstellung des Sitzes mit Drehmöglichkeit um die y2- Achse nach Ansprüchen 4-27, bestehend aus:

- a) zwei durch Paßstifte (81.9) fixierten, mit Fahrzeugboden mittels Verbindungselementen (81.10, 81.11, 81.12) fest verschraubten Gehäusen (81.5b) mit einer gemeinsamen
- 45 Drehachse der beiden Verbindungselemente (81.4b, 81.13, 81.7, ggf. 81.16), woran die beiden Führungsschienen (81, 82) drehbar gelagert und in beiden Gehäusen (81.5b) von den Gleit- und Führungsbuchsen (81.3), ggf. unter Zuhilfenahme der Distanzscheiben (81.15) zum Ausgleichen der Einbautoleranzen, seitlich geführt sind,

- b) zwei Gehäusen (7) oder (7a), in denen die Führungsschienen (81, 82) von den Gleit- und Führungsbuchsen (81.3) seitlich und von der gemeinsamen Schwenkwelle (81.20) in den Nuten an den Seitenwänden der beiden Gehäuse um die *gemeinsame Drehachse* schwenkbar geführt sind,
- 5 c) einem rechteckigen Distanzrahmen (7.6) zur festen Verbindung der beiden Gehäuse (7) oder (7a) miteinander mittels Verbindungselementen (7.7) bei Verwendung von Distanzscheiben (7.15) zum Ausgleich der Einbautoleranzen in x- Richtung,
- d) zwei Splinten (81.22) sowie Unterlegscheiben (81.21) zur Sicherung der beiden Enden der Schwenkwelle,
- 10 e) zwei Wellen (7.1) der beiden Gehäuse (7) oder (7a), deren Enden in den Bohrungen der Gehäuse (7.2) mit dem verstärkten Fahrzeugboden (6) mittels Verbindungselementen (7.3, 7.4, 7.5) verschraubt werden und
- f) zwei Splinten (81.8) zur Begrenzung der Sitzbewegung in y- Richtung, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich die beiden Führungsschienen (81, 82) durch die
- 15 Sitzbewegung in y- Richtung infolge der Führung der gemeinsamen Schwenkwelle (81.20) in den Nuten um die *gemeinsame Drehachse* drehen, mit der Folge der Höhen- und Neigungsänderung des Sitzes.
33. Vorrichtung HN1 zur Arretierung der Sitzposition nach Anspruch 32, bestehend aus:
- 20 a) einer mit dem Distanzrahmen (7.6) fest verschraubten Sperrplatte (7.10), die eine Mehrzahl von Sperrlöchern trägt und
- b) einem in z- Richtung geführten Sperrstift (7.12), der zur Entriegelung der Eingriffstellung hochgezogen wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß der unter Druckkraft stehende Sperrstift nach Loslassen bei
- 25 Erreichen der gewünschten Höhen- und Neigungsverstellung in ein Sperrloch rastet, wonach in der Eingriffstellung beim Arretieren der Sitzposition der Sitz schwenkfest gehalten wird.
34. Vorrichtung HN2 zur Arretierung der Sitzposition nach Anspruch 32, bestehend aus:
- 30 a) einer L-Profil Zahnschiene (7.10a), die zur Entriegelung der Eingriffstellung gegen Rückstellkraft der Schenkelfeder drehend gezogen wird und
- b) zwei an den gegenüberliegenden Sitzfüßen des Sitzrahmens (3) befestigten U-Profil Querstreben (10.2), in deren mit Gleitbuchsen versehenen Bohrungen die Enden der Zahnschiene (7.10a) als Lagerbolzen drehbar gelagert sind,
- 35 **dadurch gekennzeichnet**, daß die Zahnschiene eine Mehrzahl von Sperrzähnen trägt, um das Einrasten der Sperrzähne in die Kanten des Distanzrahmens (7.6) infolge der Drehung durch Rückstellkraft nach Loslassen bei Erreichen der gewünschten Höhen- und Neigungsverstellung zu ermöglichen, wonach in der Eingriffstellung beim Arretieren der Sitzposition die Zahnschiene durch Rückstellkraft der Schenkelfeder gegen die an den
- 40 beiden Kanten des Distanzrahmens (7.6) angeschweißte Wand gedrückt wird.
35. Anordnung des Gehäuses der Vorrichtung nach Ansprüchen 32-34, gekennzeichnet durch Einsatz des Gehäuses (7) oder (7a) zur Innen- oder Außenlagerung der y16-Hilfsachse in Abhängigkeit von dem Platzverhältnis in der B-Säule.



17.08.95

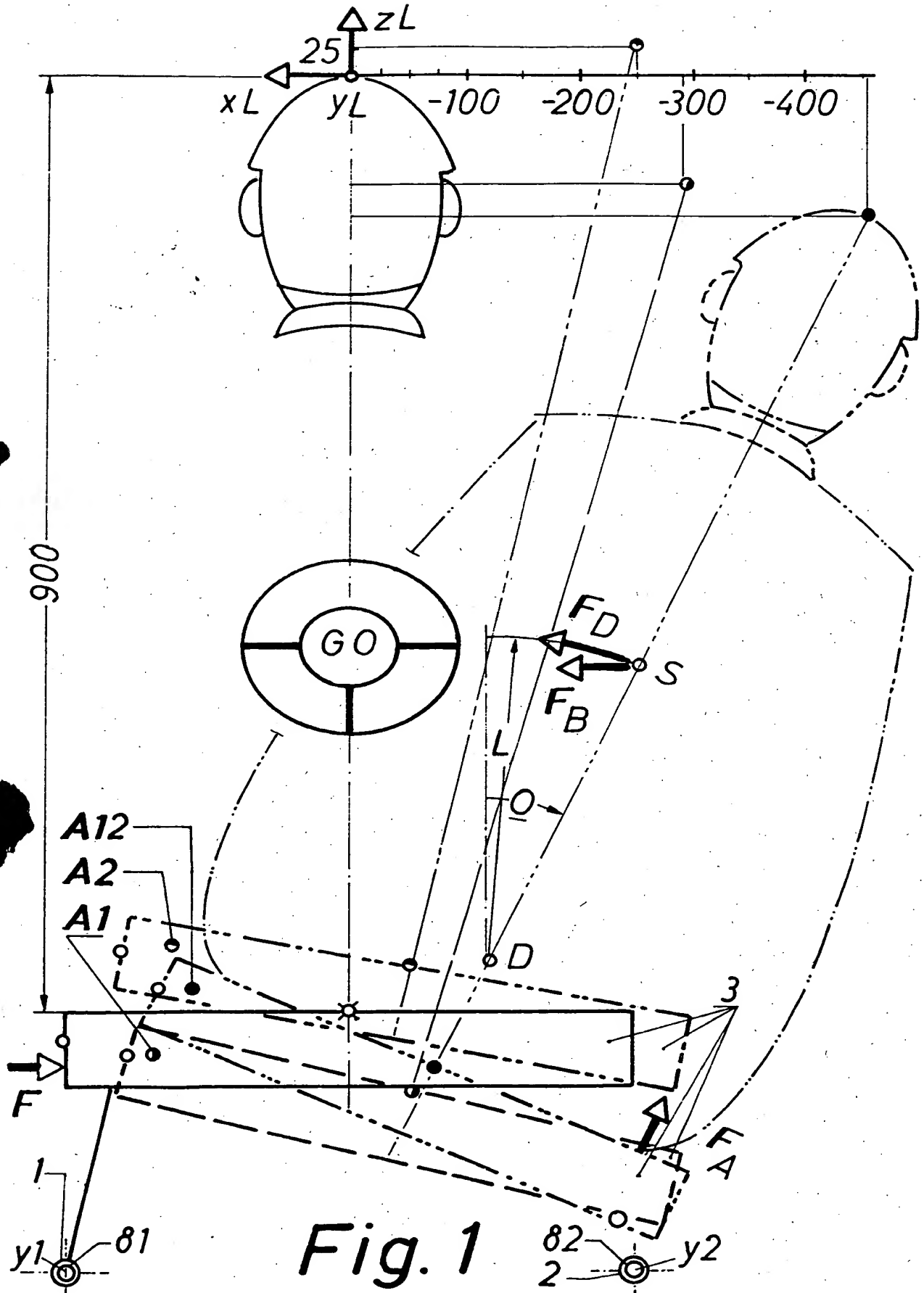
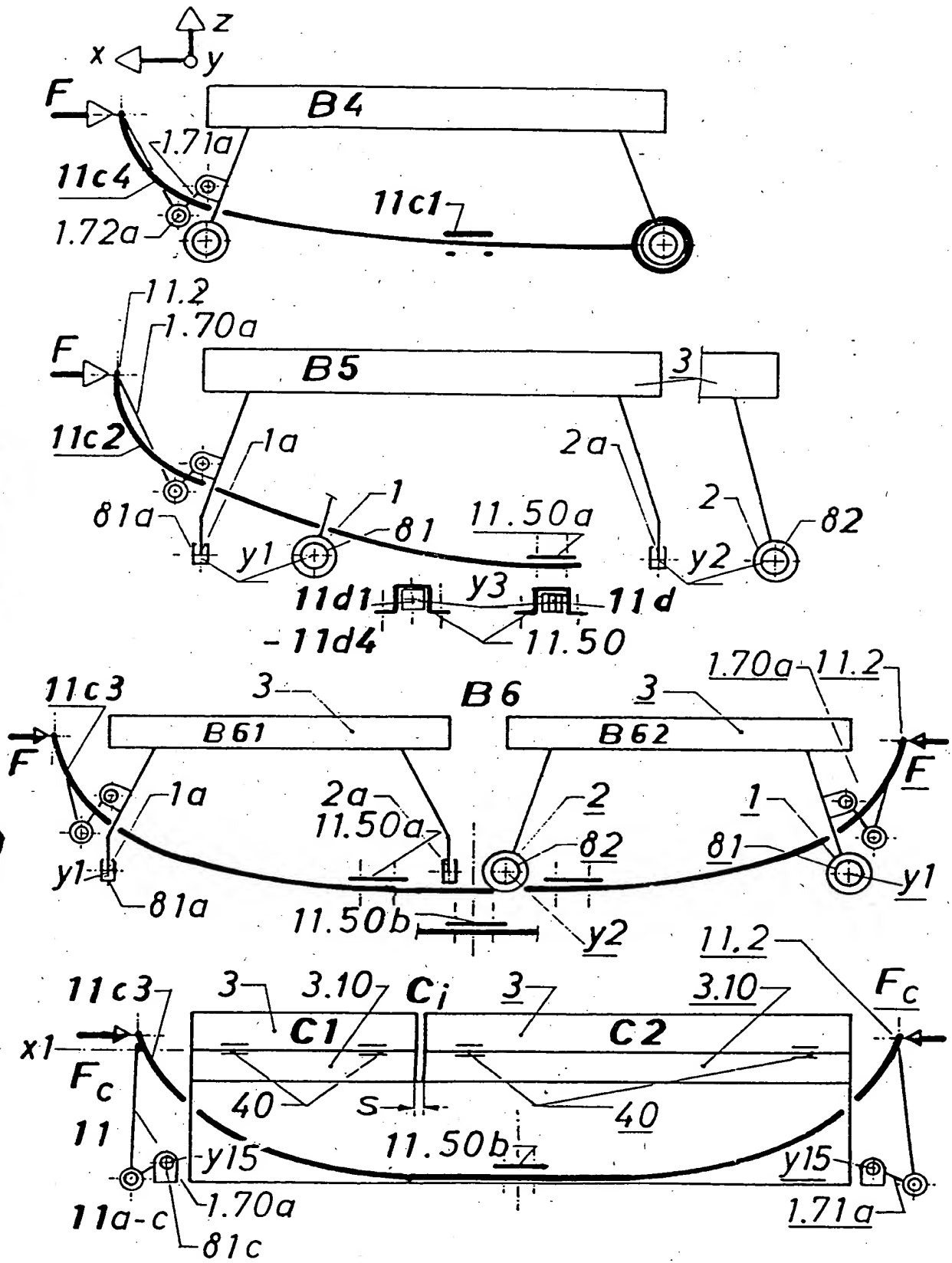


Fig. 1



17.08.95



$$BC_n = B_j + C_i$$

Fig. 3

17.08.95

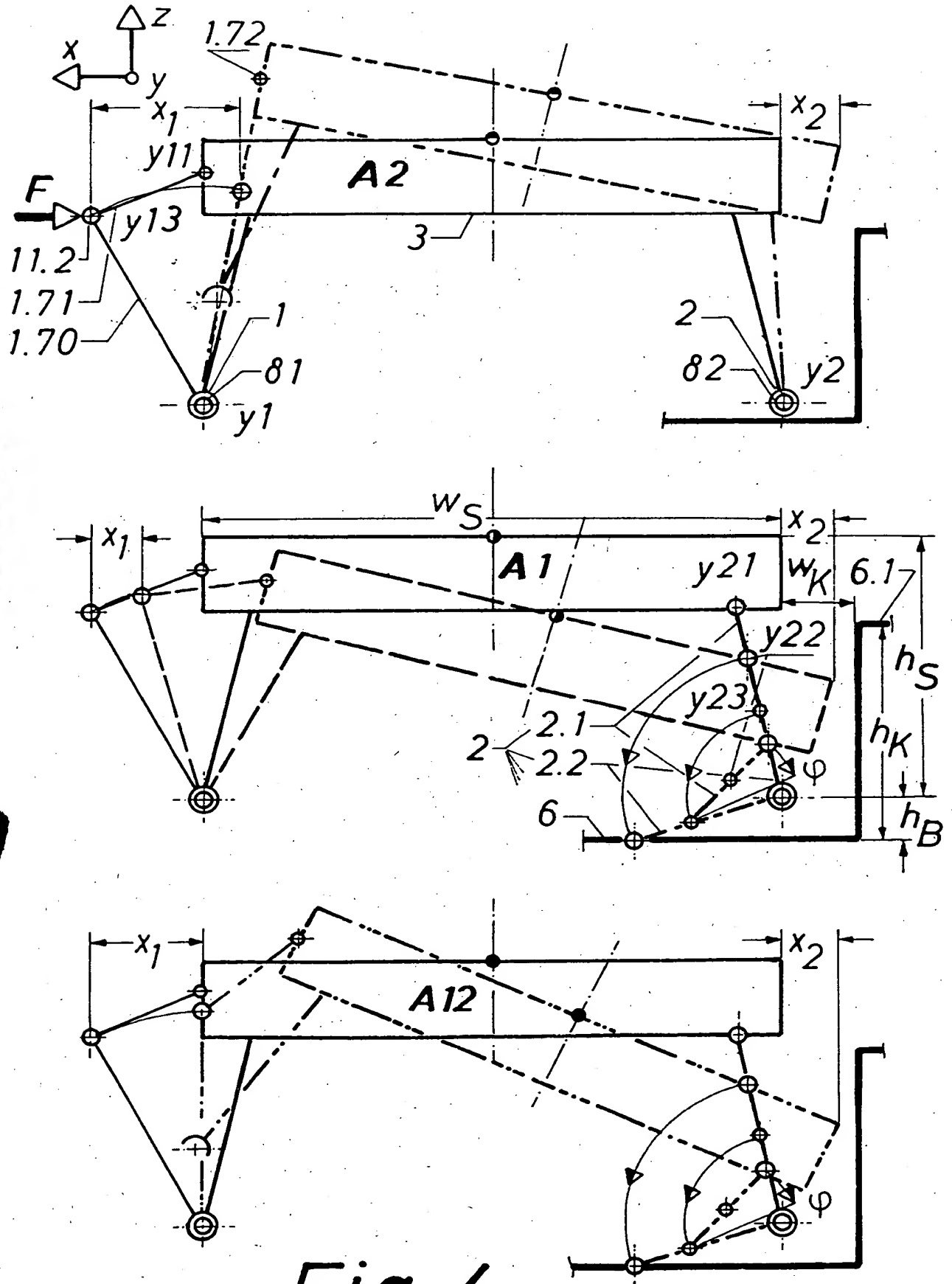


Fig. 4

1708 93

81

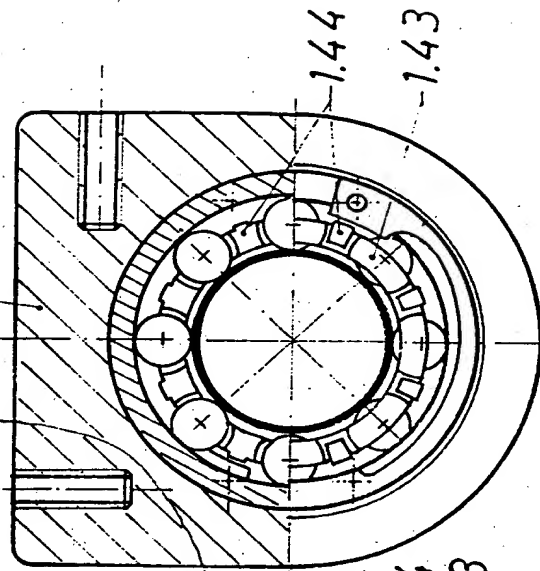
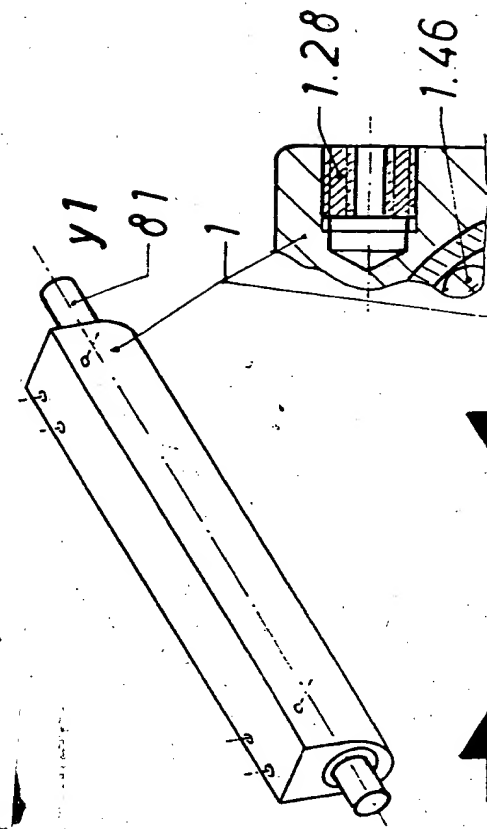
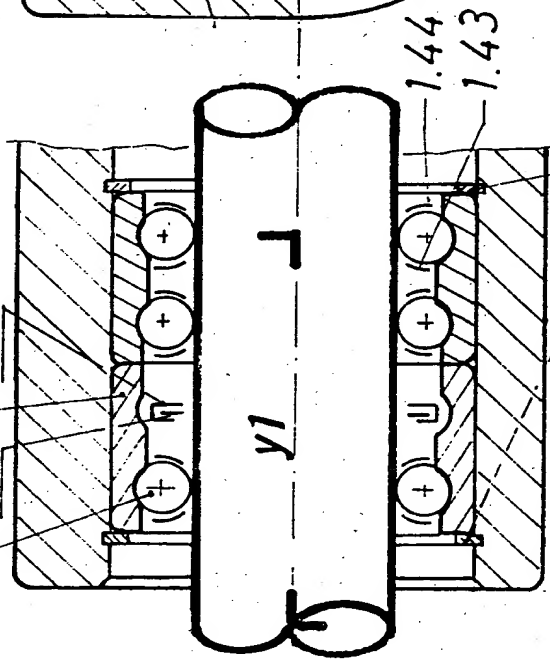
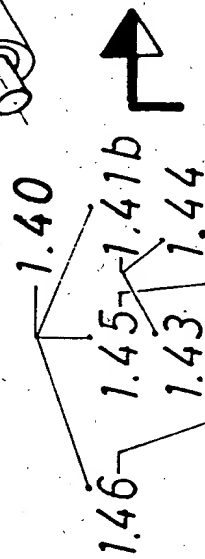
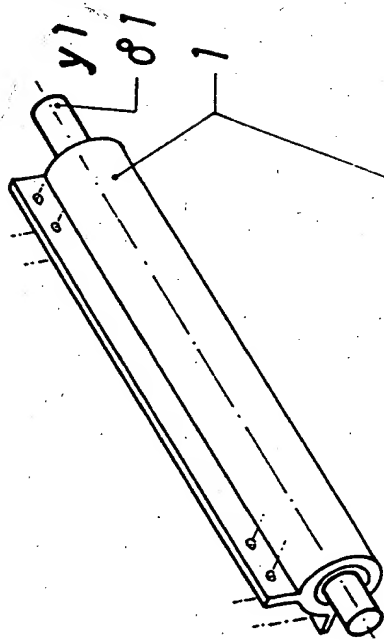


Fig. 6



$i=1, 2, \dots, n$   
1.42a

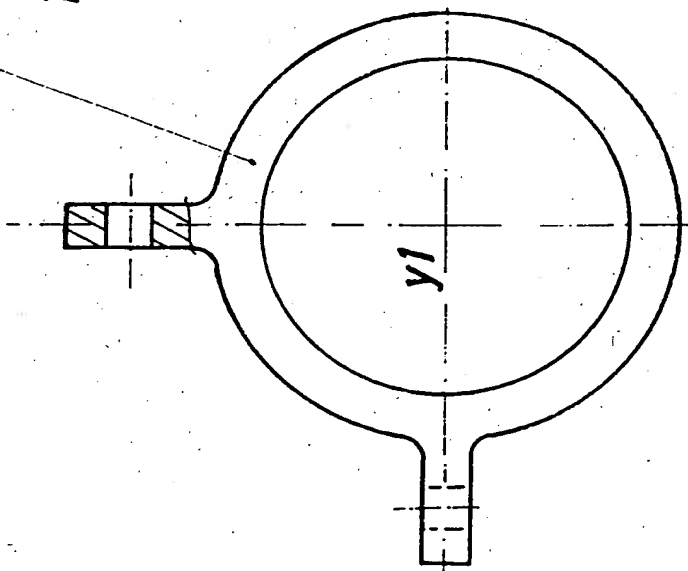
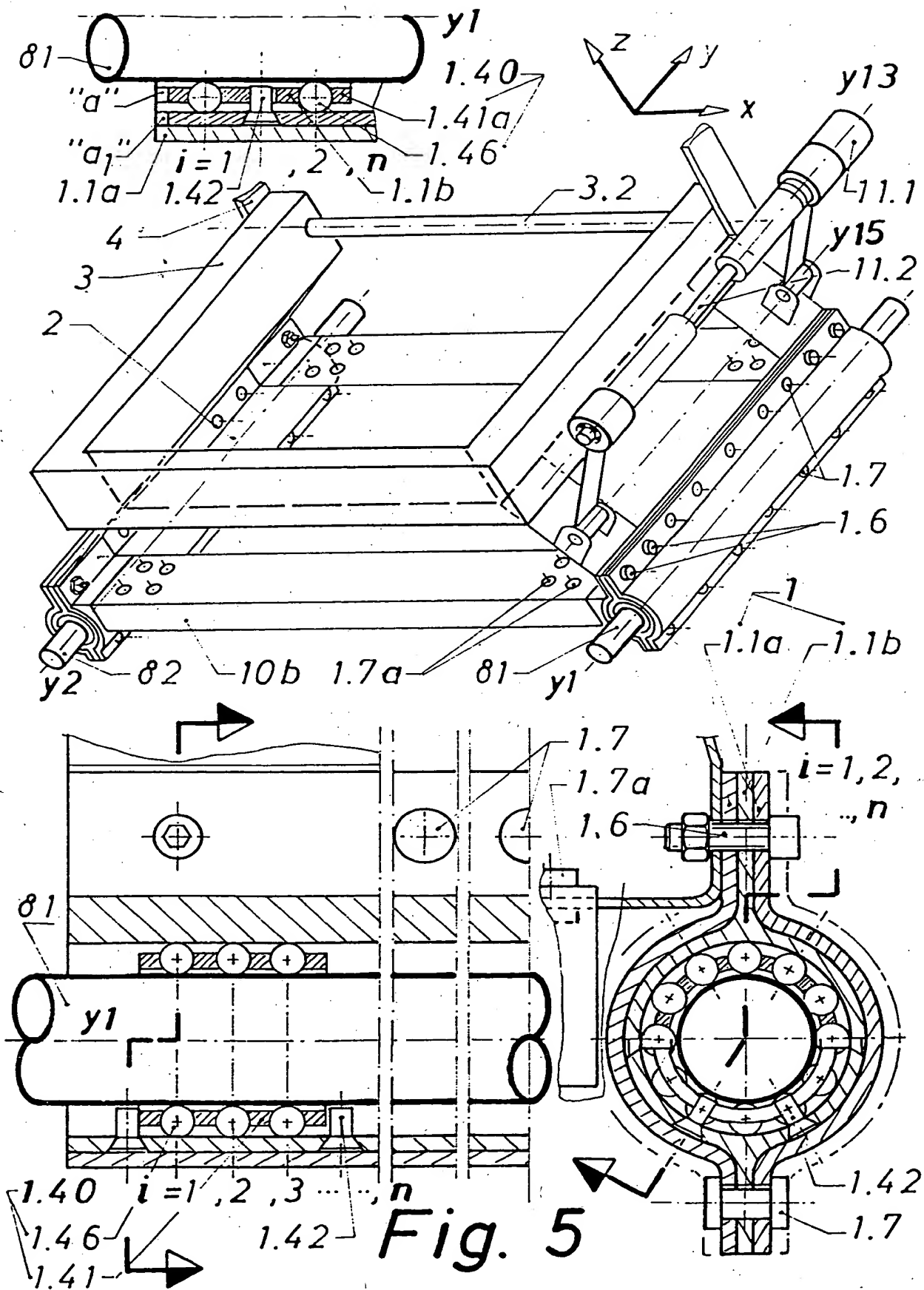


Fig. 6a

17.08.95

53



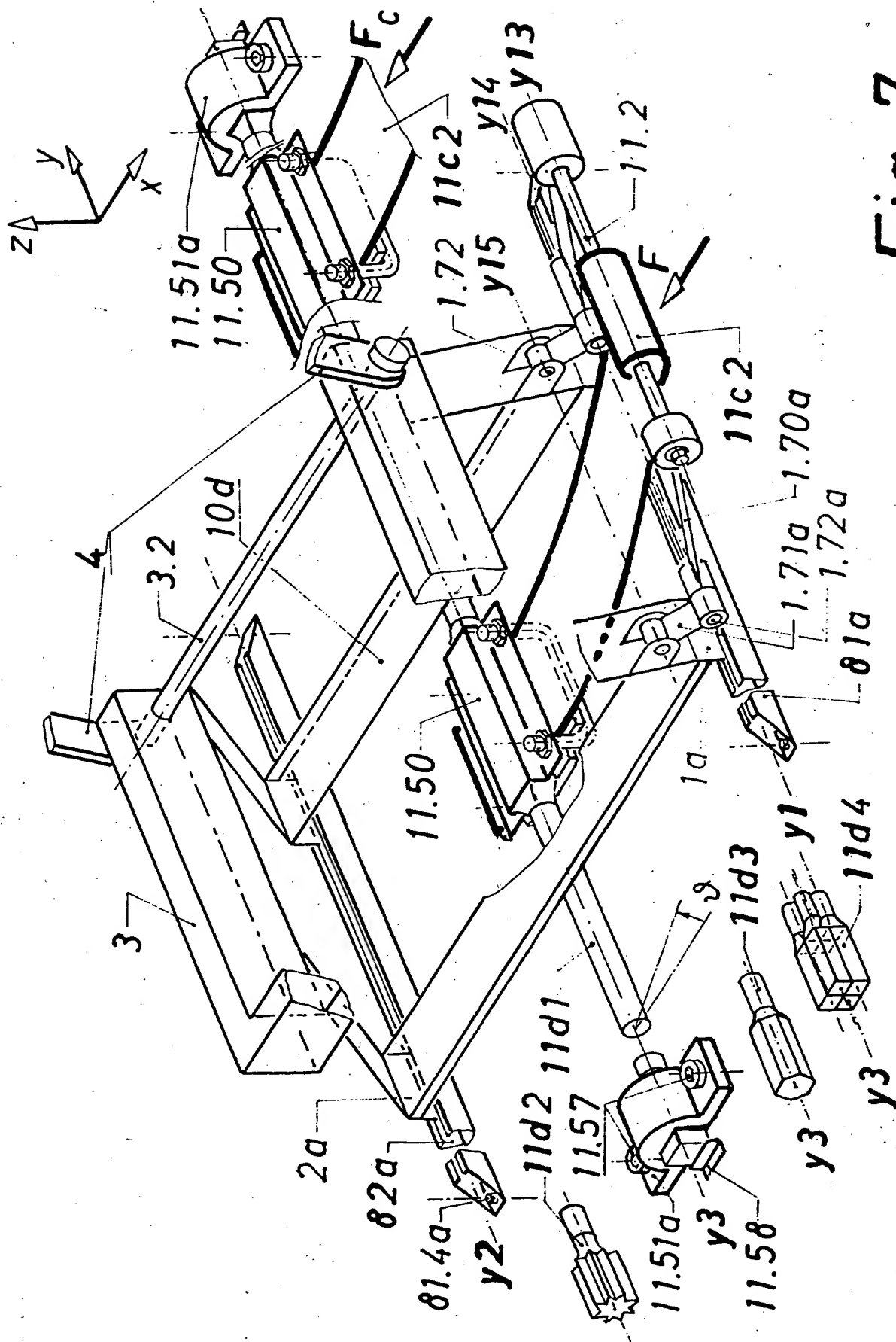


Fig. 7

1708-03

57

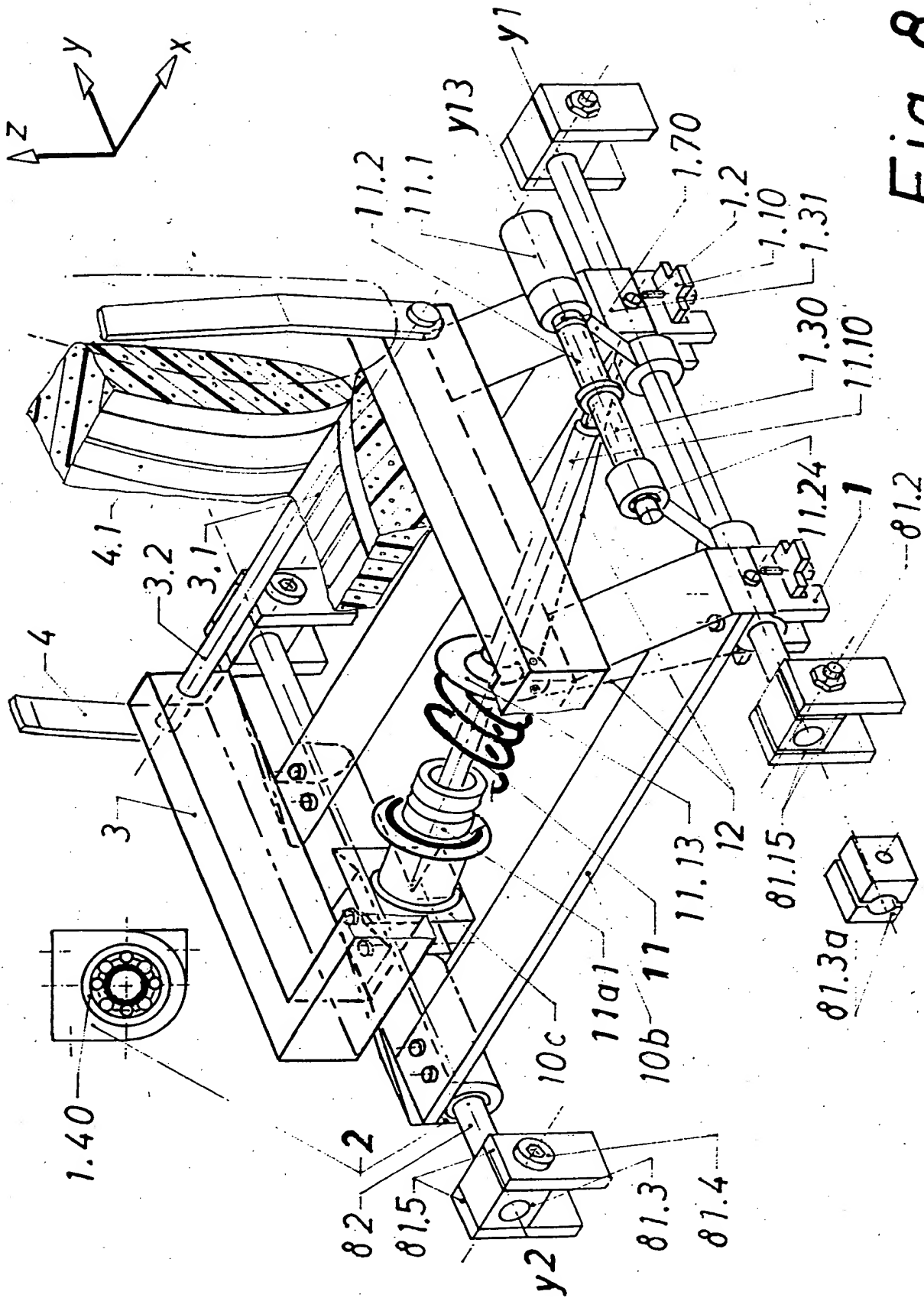


Fig. 8



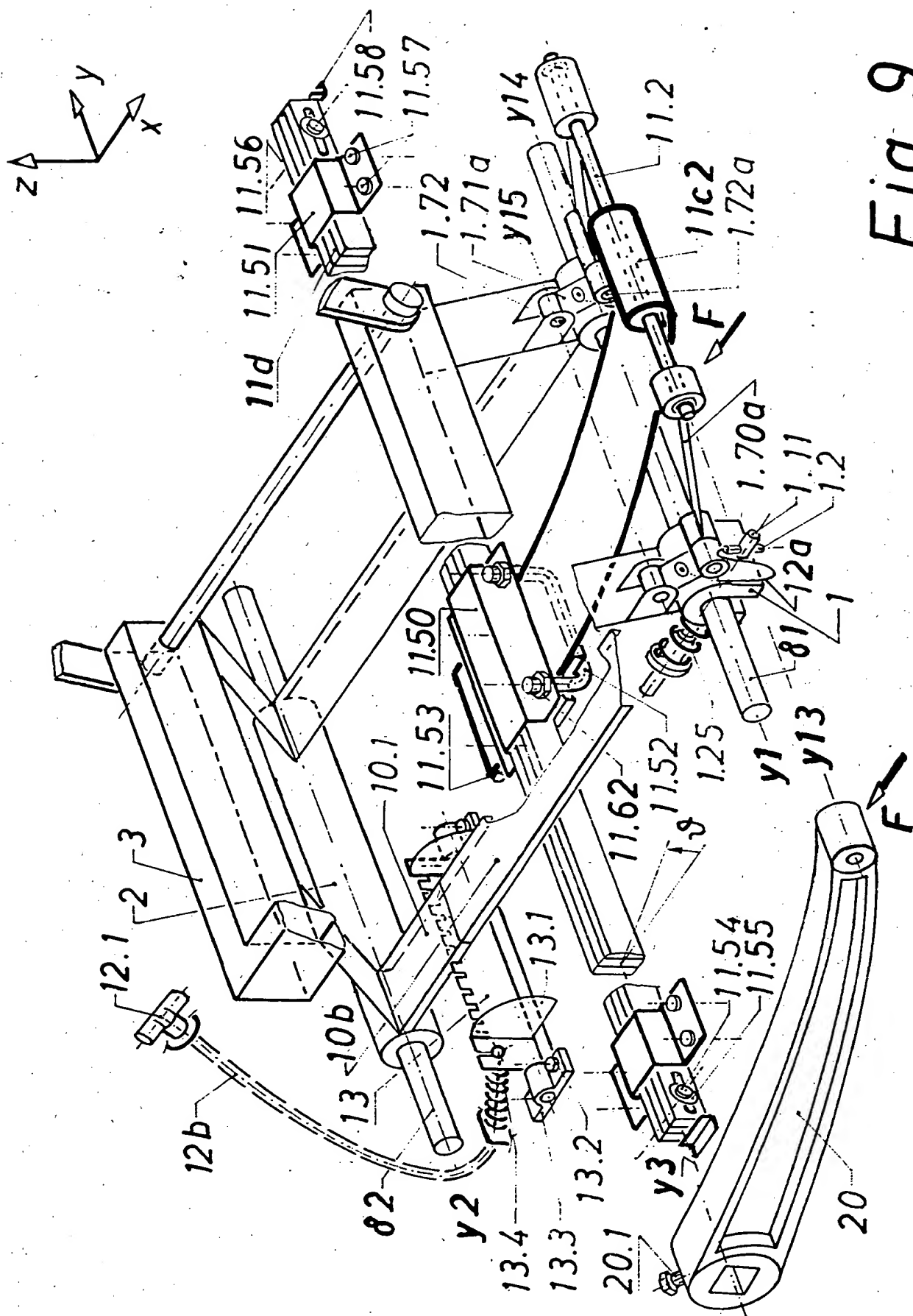


Fig. 9

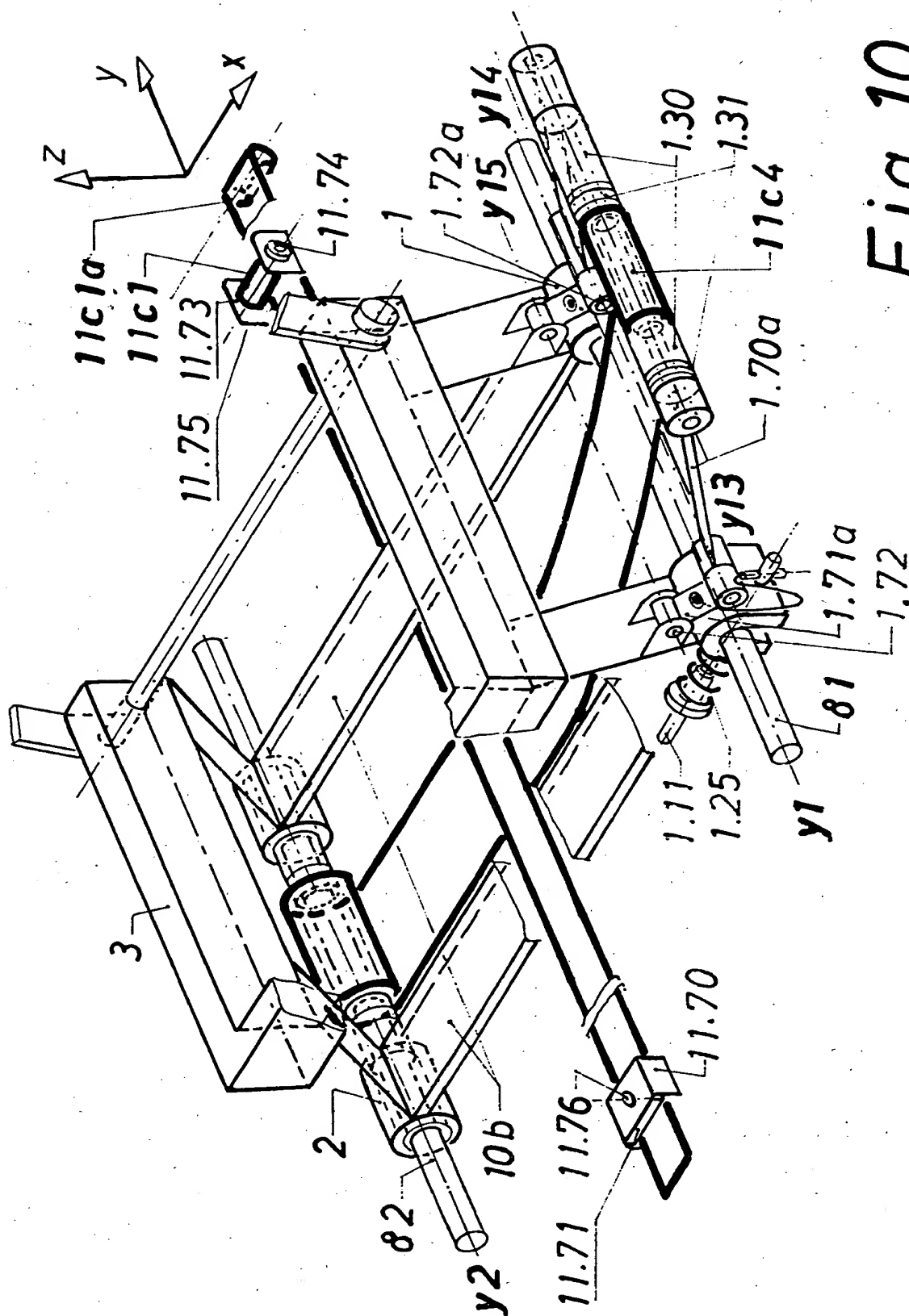


Fig. 10

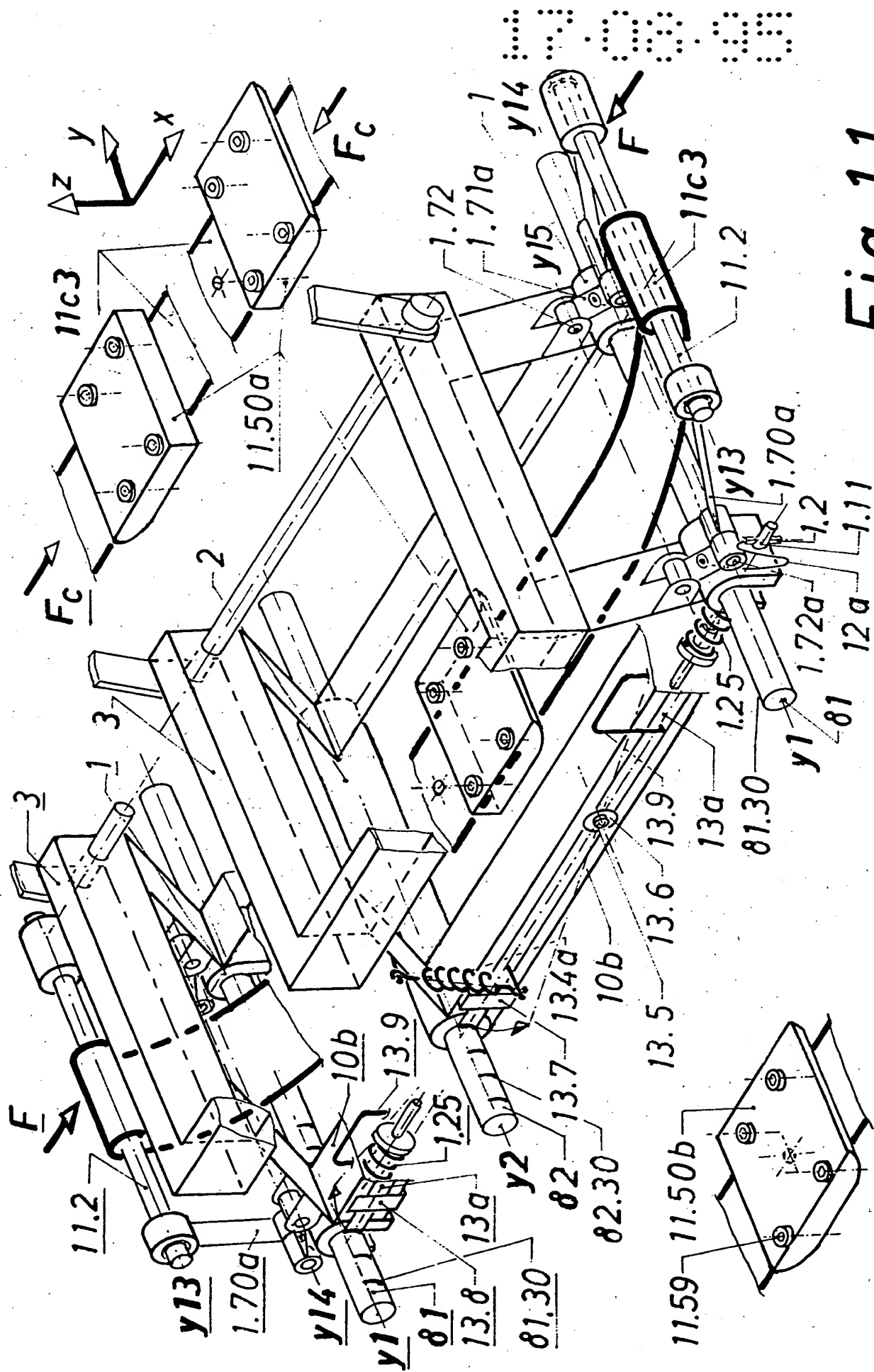
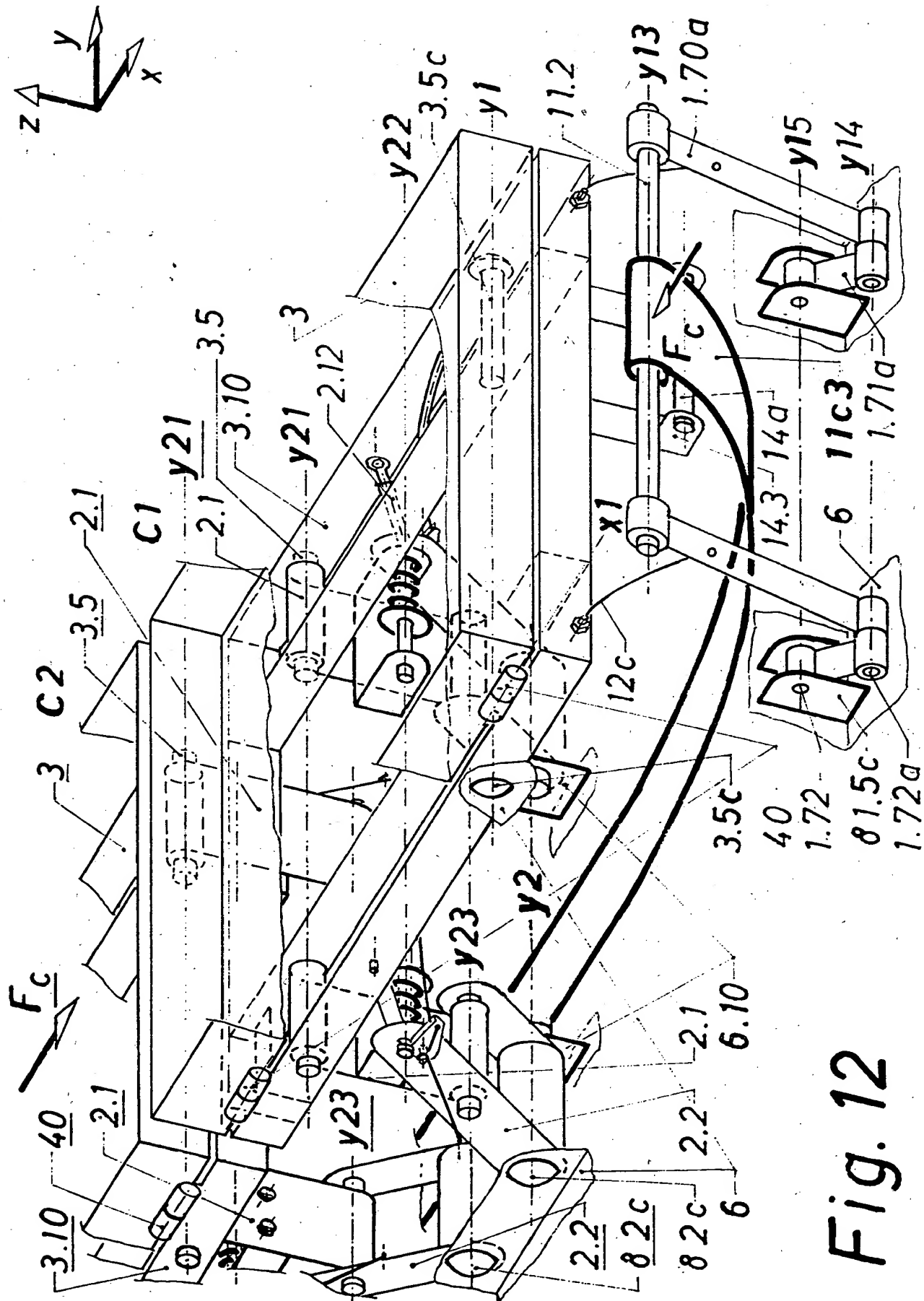
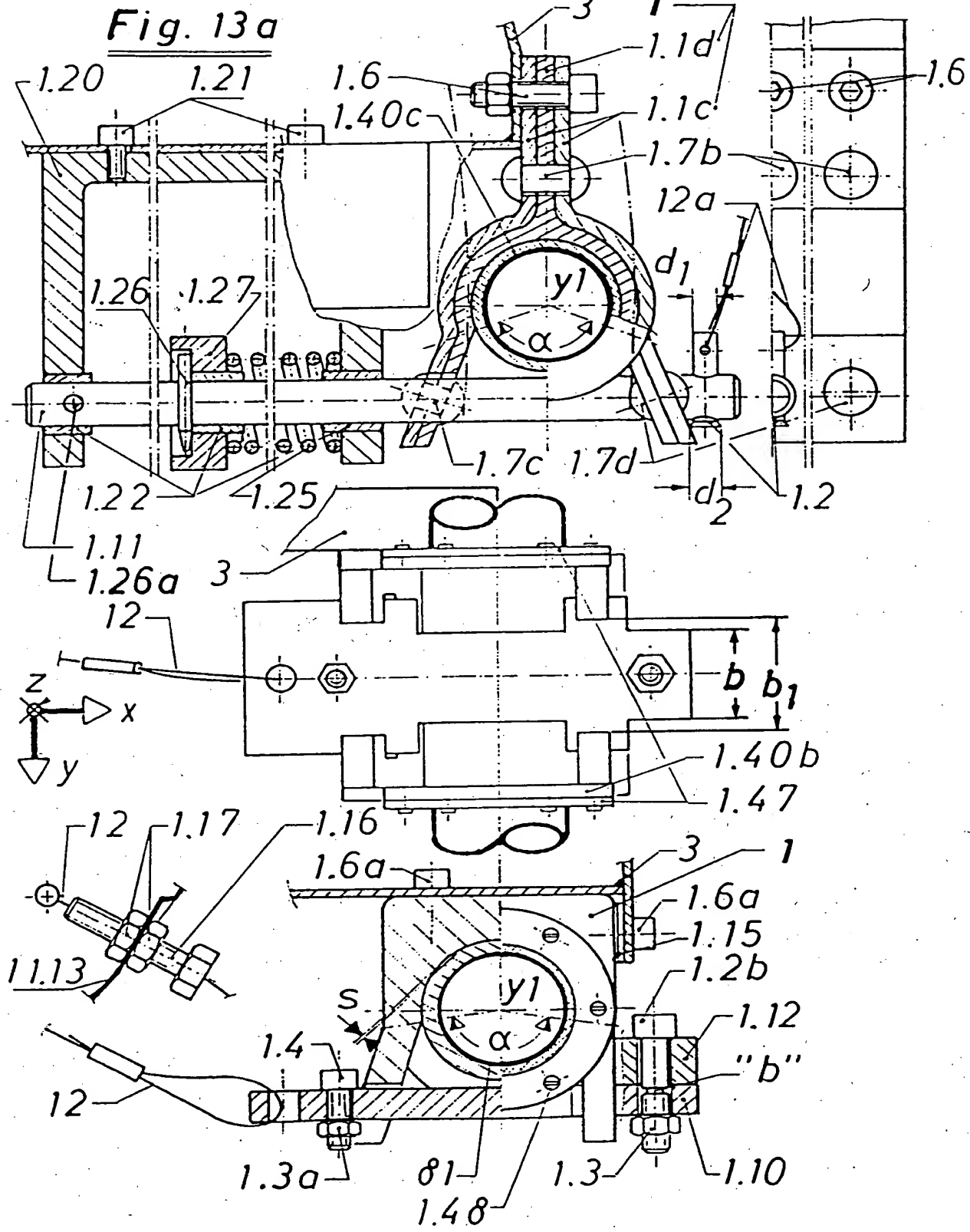


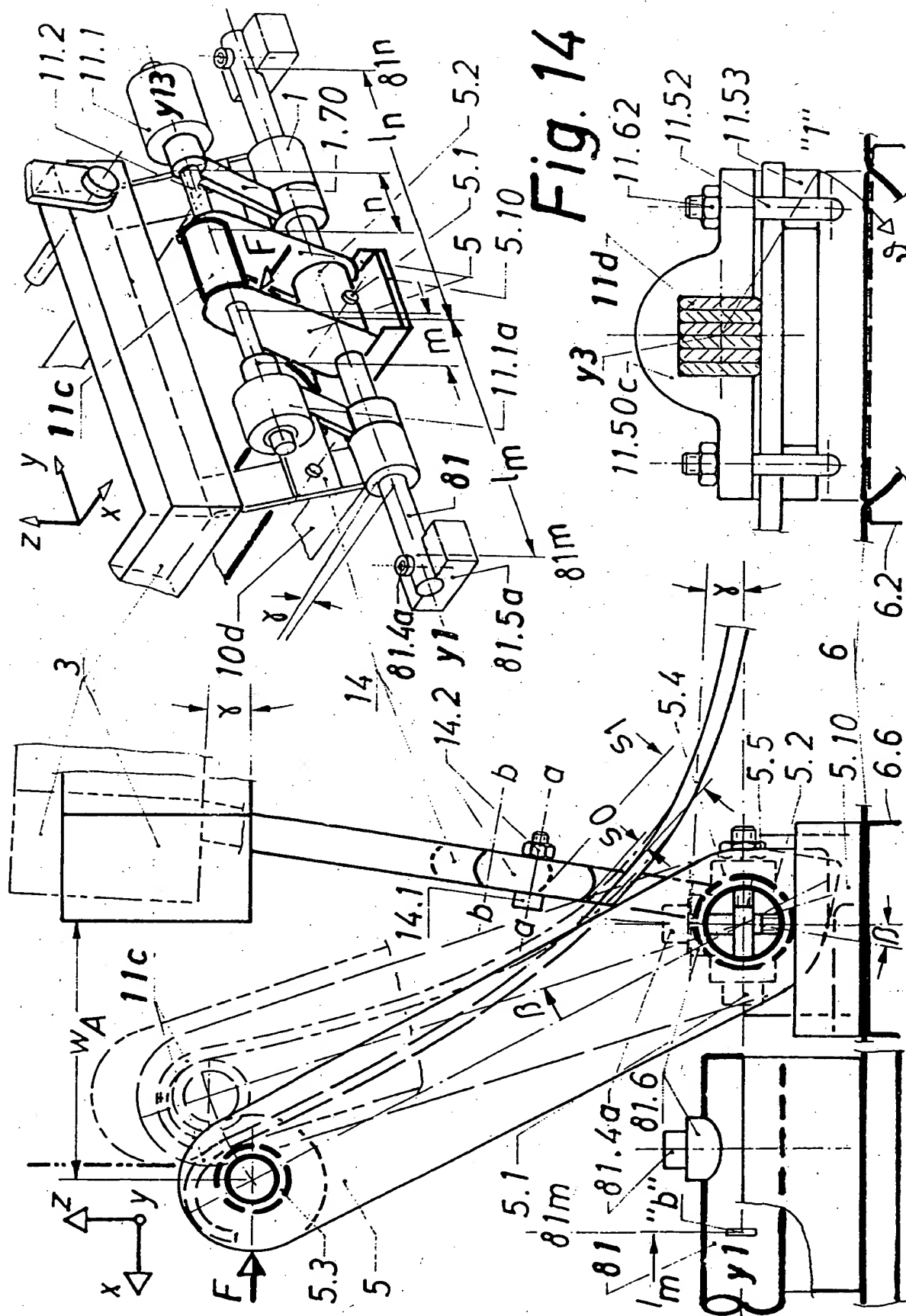
Fig. 11



17.08.95

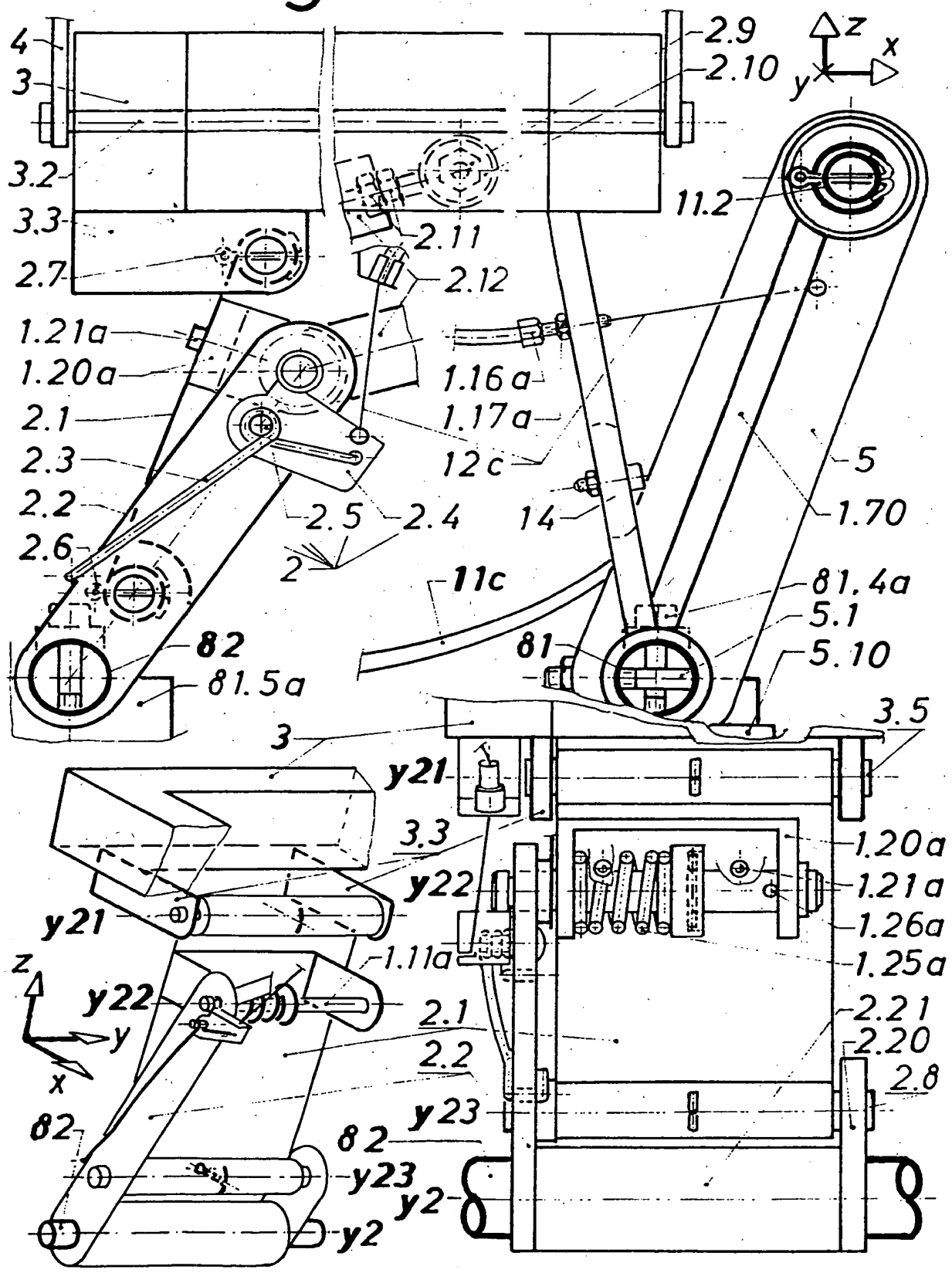


**Fig. 13**



17-08-95

Fig. 15



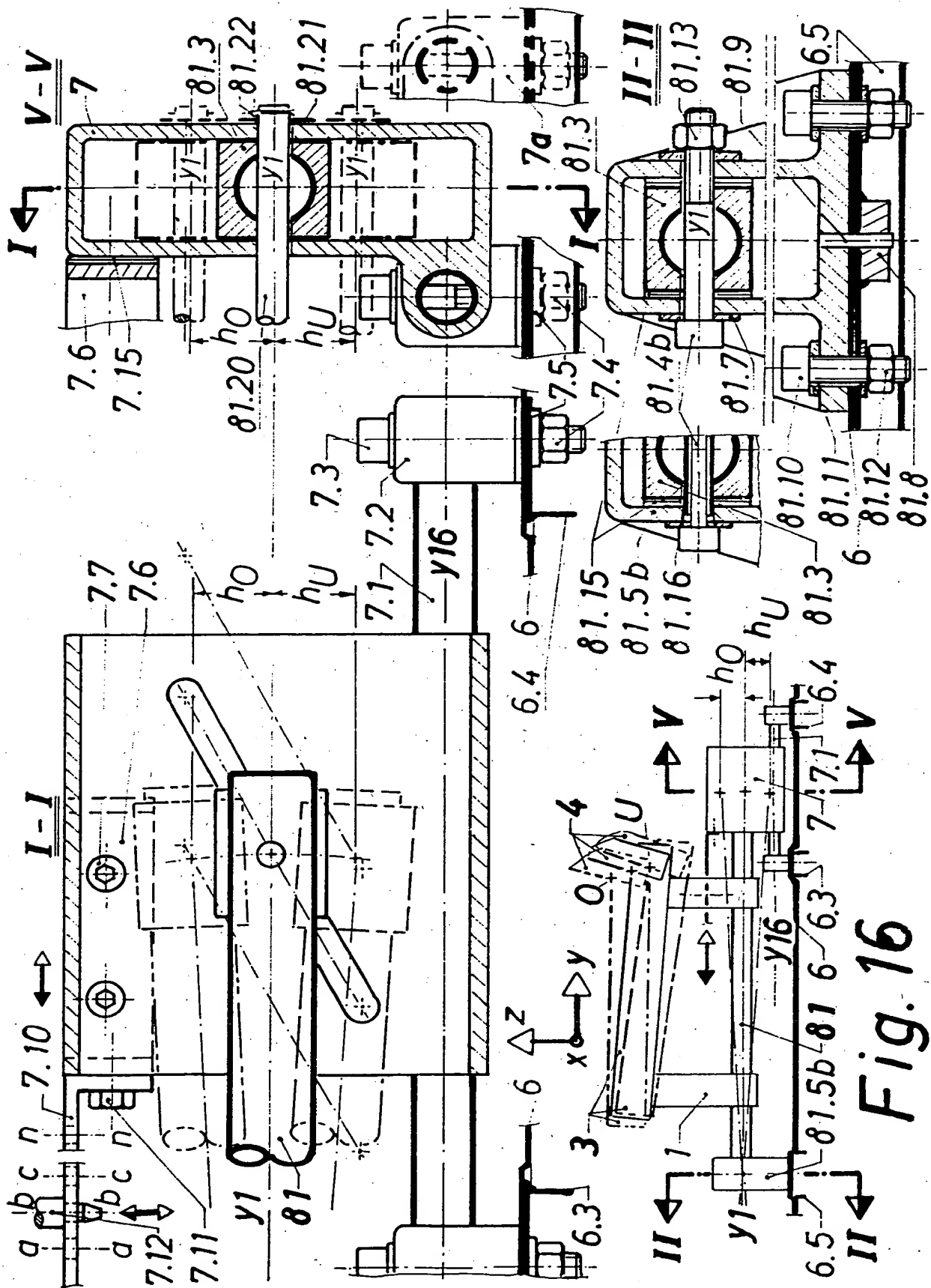


Fig. 16

17.08.83



17.08.95

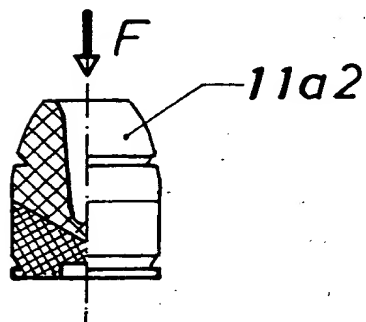
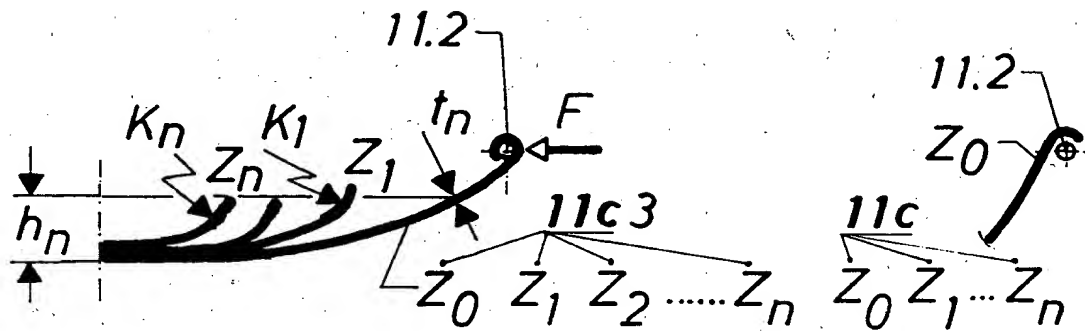
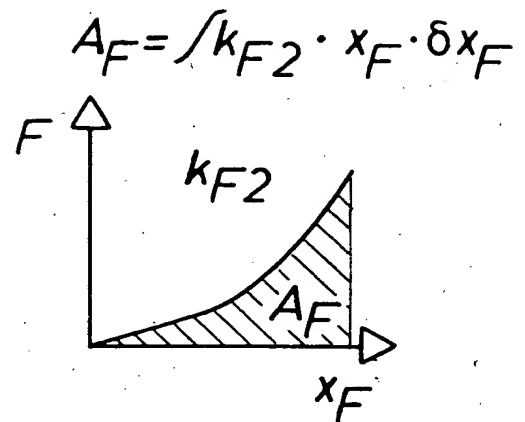
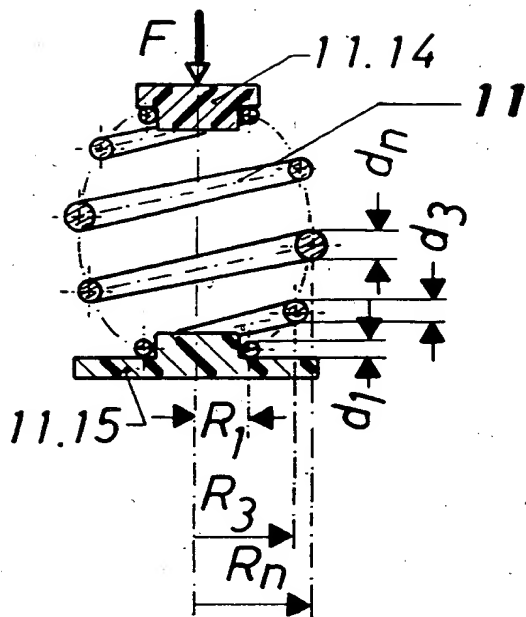


Fig.17

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☒ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**